

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA  
MECÂNICA**

Gustavo Luiz Macedo da Silva

**TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM COMPONENTES DE UM  
COMPRESSOR DE REFRIGERAÇÃO DOMÉSTICA DURANTE  
TRANSIENTES TÉRMICOS**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica.  
Orientador: Prof. César J. Deschamps. Ph.D.

Florianópolis

2012

Catálogo na fonte elaborada pela biblioteca da  
Universidade Federal de Santa Catarina

Silva, Gustavo Luiz Macedo da

Transferência de calor em componentes de um compressor de refrigeração doméstica durante transientes térmicos [dissertação] / Gustavo Luiz Macedo da Silva ; orientador, César José Deschamps - Florianópolis, SC, 2012.

145 p. ; 21cm

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Compressores. 3. Transferência de calor. I. Deschamps, César José. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Gustavo Luiz Macedo da Silva

**TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM COMPONENTES DE UM  
COMPRESSOR DE REFRIGERAÇÃO DOMÉSTICA DURANTE  
TRANSIENTES TÉRMICOS**

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica, na área de concentração de Engenharia e Ciências Térmicas, aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 28 de novembro de 2012.

---

Prof. Júlio César Passos, Dr. - Coordenador do Curso

**Banca Examinadora:**

---

Prof. César José Deschamps, Ph.D. - Orientador

---

Prof. Admilson Teixeira Franco, Dr. Eng. (UTFPR)

---

Prof. Saulo Güths, Dr. (UFSC)

---

Prof. Jader Riso Barbosa Jr, Ph.D. (UFSC)



Este trabalho é dedicado aos meus pais.



## **AGRADECIMENTOS**

À CAPES e à Embraco pelo suporte financeiro.

Ao professor César J. Deschamps, pela orientação e dedicação para o desenvolvimento deste trabalho.

Aos membros da Banca Examinadora pela disponibilidade em avaliar e corrigir a dissertação.

Ao corpo docente do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, pelos conhecimentos transmitidos durante a graduação e a pós-graduação.

Aos colegas e membros do POLO, especialmente a Thiago Dutra, Eduardo Ludgero, Rhuan Reichow e Vitor Braga, pelo conhecimento compartilhado, discussões e suporte para a conclusão do presente trabalho.

Aos amigos que adquiri durante a minha jornada acadêmica, Chico, Ernane, Marco, Matheus, Matos, Vinícius, Leandro, Popinhak, Rafael e Joel.

À Andressa pelas palavras e gestos de apoio e carinho.





“O sucesso nasce do querer, da determinação e persistência em se chegar a um objetivo. Mesmo não atingindo o alvo, quem busca e vence obstáculos, no mínimo fará coisas admiráveis.”

José de Alencar



## RESUMO

A transferência de calor possui um papel de grande importância na eficiência e na confiabilidade de compressores. O objetivo deste trabalho é avaliar experimentalmente a transferência de calor em componentes de um compressor alternativo de refrigeração doméstica durante transientes térmicos que ocorrem na operação do tipo liga/desliga em sistemas de refrigeração. Este estudo é necessário visto que este fenômeno é bem distinto daquele que ocorre na condição de equilíbrio térmico definida em norma para testes de compressores em calorímetros. Medições de temperatura no óleo lubrificante e no fluido refrigerante em alguns pontos do ambiente interno do compressor são também realizadas, a fim de permitir a avaliação de coeficientes locais de transferência de calor. A investigação revelou a presença de diferentes escalas de tempo associadas aos processos de transferência de calor nos diversos componentes durante o transiente térmico. Além disto, observou-se que os escoamentos de óleo lubrificante e de refrigerante induzido pelo mecanismo de acionamento do pistão são responsáveis pela intensificação da troca de calor em diversas regiões do compressor. Notou-se também que o fluxo de calor em algumas regiões é bastante alterado pelo regime de operação cíclico. Por exemplo, a região frontal do *muffler* de sucção apresenta valores de fluxo médio de calor, nas condições transientes, da ordem de 70% do obtido em regime permanente. Além disto, as temperaturas do óleo lubrificante e do motor na operação cíclica são bem inferiores às aquelas de regime permanente.

**Palavras-chave:** Compressor alternativo, superaquecimento, transiente térmico.



## ABSTRACT

Heat transfer has a major role in the efficiency and reliability of reciprocating compressors adopted in household refrigeration. The objective of this study is to evaluate the heat transfer in several components of the compressor during thermal transients that occurs in the usual on/off operating condition of refrigeration systems. In fact, this is an important aspect since virtually all analyzes consider the condition of thermal equilibrium. Measurements of temperatures in the lubricating oil and in the refrigerant at different locations inside the compressor are also performed to allow the evaluation of local heat transfer coefficients. The investigation revealed the presence of different time scales associated with the heat transfer process in each component during the thermal transient. It has also been observed that the flow of refrigerant and lubricating oil induced by the crankshaft mechanism greatly affect the heat transfer process in different regions of the compressor. As far as the thermal transient is concerned, the heat flux in some regions was seen to be significantly affected by the cyclic operating condition. For instance, mean heat flux on the surface of the suction muffler in the cyclic condition is approximately 70% of that obtained in the thermal equilibrium condition. Moreover, the temperatures of both the lubricating oil and the electric motor in the cyclic condition are significantly smaller than those achieved in the thermal equilibrium condition.

**Keywords:** Reciprocating compressor, superheating, thermal transient.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1- (a) Esquema de um ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor. (b) Diagrama p-h.....	28
Figura 1.2- Diagrama T-s do ciclo de Carnot. ....	29
Figura 1.3- Componentes de um compressor alternativo. (a) Vista lateral com detalhe do motor. (b) <i>Kit</i> mecânico. Reproduzido de Dutra (2008). ....	32
Figura 1.4- (a) Posição do pistão. (b) Diagrama p-V. ....	33
Figura 1.5- Fontes das perdas termodinâmicas em um compressor alternativo de 900 BTU/h, operando com R134a (Ribas <i>et al.</i> , 2008). ....	35
Figura 2.1- Comparação entre o fluxo de calor, obtido experimentalmente, na parede do cilindro do lado da válvula de sucção com o obtido pela correlação de Adair <i>et al.</i> (1972). Adaptado de Prasad (1992). ....	39
Figura 2.2- Distribuição de temperatura em diversas regiões do bloco. Reproduzido de Kara e Oguz (2010). ....	40
Figura 2.3- Esquema do compressor ilustrando os volumes de controle utilizados no trabalho de Todescat <i>et al.</i> (1992). ....	42
Figura 2.4- Divisão da região sólida do cabeçote; reproduzido de Almbauer <i>et al.</i> (2006). ....	44
Figura 2.5- Malha computacional; reproduzida de Almbauer <i>et al.</i> (2006). ....	44
Figura 2.6- Ângulos de inclinação do orifício de sucção. Reproduzido de Disconzi (2011). ....	46
Figura 3.1- Desenho esquemático de um termopar. ....	47
Figura 3.2- Esquema do circuito elétrico de um SFC. ....	48
Figura 3.3- SFC a gradiente transversal de temperatura. ....	51
Figura 3.4- (a) Sensor de fluxo de calor a gradiente tangencial. (b) Detalhe da formação do termopar diferencial. ....	51
Figura 3.5- Modelos de SFCs empregados no presente trabalho. (a) OMEGA, (b) RdF e (c) LMPT. ....	52
Figura 3.6- Esquema de montagem na técnica de calibração direta. (a) montagem na posição "em paralelo", (b) montagem na posição "em série". ....	53
Figura 3.7- Circuito elétrico para medição a quatro fios da resistência elétrica de um resistor. ....	54
Figura 3.8- Calibração " <i>in situ</i> ". ....	56
Figura 3.9- Visão frontal da bancada de ciclo quente. ....	57
Figura 3.10- Diagrama p-h mostrando um ciclo convencional de refrigeração e o ciclo quente. ....	58
Figura 3.11- Diagrama p-h mostrando um ciclo quente com um dispositivo de expansão e um com dois dispositivos de expansão. ....	59
Figura 3.12- Circuito do fluido na bancada de ciclo quente. ....	60
Figura 3.13- Esquema do circuito do fluido na bancada de ciclo quente. ....	61
Figura 3.14- Componentes pertencentes à bancada de ciclo quente. ....	63
Figura 3.15- Medidor de vazão de massa. (a) Unidade de medição. (b) Unidade eletrônica. ....	64

Figura 3.16- Foto do transdutor de potência utilizado. ....	64
Figura 3.17- Equipamentos de aquisição de sinais. ....	65
Figura 4.1- SFCs e termopares instalados na superfície interna da tampa da carcaça. ....	69
Figura 4.2- SFCs e termopares instalados na superfície externa da tampa da carcaça. ....	69
Figura 4.3- SFCs e termopares instrumentados na superfície interna da parte inferior da carcaça. ....	70
Figura 4.4- SFCs instalados na superfície externa da parte inferior da carcaça. ....	71
Figura 4.5- Sensores instalados na região do estator. ....	74
Figura 4.6- Sensores instalados no <i>muffler</i> de sucção. ....	74
Figura 4.7- Sensores instalados nos volumes do <i>muffler</i> de descarga e na lateral do cilindro.....	75
Figura 4.8- Sensores instalados no <i>muffler</i> de descarga, cilindro e tampa da câmara de descarga. ....	75
Figura 4.9- Comportamento da pressão de descarga durante um teste cíclico. ....	79
Figura 5.1- Entalpias utilizadas para o cálculo da capacidade de refrigeração. ....	82
Figura 5.2- Balanço de energia no compressor. ....	83
Figura 5.3- Comparação entre os dois compressores em teste cíclico. (a) Pressões de sucção e descarga. (b) Temperaturas nos passadores de sucção e descarga. (c) Vazão de massa. (d) Potência consumida. (e) Capacidade de refrigeração. (f) Coeficiente de performance. ....	85
Figura 5.4- Temperaturas do gás e do óleo no ambiente interno do compressor na condição (12min/15min). ....	87
Figura 5.5- (a) Vista geral da carcaça. (b) Regiões da superfície interna da tampa da carcaça. (c) Regiões da superfície interna da parte inferior da carcaça. ....	88
Figura 5.6- Fluxo de calor na região interna da carcaça na condição (12min/15min). ....	88
Figura 5.7- Temperaturas superficiais da região interna da carcaça e do ambiente interno do compressor na condição (12min/15min). ....	89
Figura 5.8- Diferença entre as temperaturas de superfície da região interna da carcaça e as temperaturas ambientes de referência na condição (12min/15min). ....	89
Figura 5.9 - Coeficiente de transferência de calor na parede interna da carcaça na condição (12min/15min). ....	90
Figura 5.10- Esquema do jato de óleo contra a tampa da carcaça e sobre os SFCs instalados nas regiões i1 e i3. Vista de corte do compressor. ....	92
Figura 5.11- Fluxo de calor na região interna da carcaça na condição (25min/30min). ....	93
Figura 5.12- Temperaturas superficiais da região interna da carcaça e do ambiente interno do compressor na condição (25min/30min). ....	94
Figura 5.13- Diferença entre as temperaturas de superfície da região interna da carcaça e as temperaturas ambientes de referência na condição (25min/30min). ....	94



Figura 5.14- Coeficiente de transferência de calor na parede interna da carcaça na condição (25min/30min). .....	95
Figura 5.15- Regime permanente. (a) Fluxos de calor na região interna da carcaça. (b) Temperaturas superficiais e do ambiente interno. (c) Coeficientes de transferência de calor. ....	97
Figura 5.16- (a) Regiões da superfície externa da tampa da carcaça. (b) Regiões da superfície externa da parte inferior da carcaça. ....	99
Figura 5.17- Fluxo de calor na região externa da carcaça na condição (12min/15min). ....	100
Figura 5.18- Temperaturas superficiais da região externa da carcaça na condição (12min/15min). ....	100
Figura 5.19- Coeficiente de transferência de calor na parede externa da carcaça na condição (12min/15min). ....	101
Figura 5.20- Fluxo de calor, temperatura e coeficiente de transferência de calor na superfície externa da carcaça. (a) Condição (25min/30min). (b) Regime permanente.....	103
Figura 5.21- Vista geral do <i>kit</i> mecânico. (b) Laterais es1 e es2 do estator. (c) Lateral es3.....	104
Figura 5.22- Fluxo de calor na região do estator na condição (12min/15min). ....	105
Figura 5.23- Temperaturas da superfície do estator e do ambiente interno do compressor na condição (12min/15min). ....	105
Figura 5.24- Diferença entre as temperaturas de superfície do estator e as temperaturas ambientes de referência na condição (12min/15min). ....	106
Figura 5.25- Coeficientes de transferência de calor nas regiões do estator na condição (12min/15min). ....	106
Figura 5.26- Fluxo de calor e temperatura no estator. (a) Condição (25min/30min). (b) Regime permanente. ....	109
Figura 5.27- Coeficiente de transferência de calor no estator. (a) Condição (25min/30 min). (b) Regime permanente. ....	110
Figura 5.28- (a) <i>Muffler</i> de sucção frontal. (b) <i>Muffler</i> de sucção traseiro. ....	110
Figura 5.29- Fluxo de calor no <i>muffler</i> de sucção na condição (12min/15min). ....	111
Figura 5.30- Temperaturas das superfícies do <i>muffler</i> de sucção e do ambiente interno na condição (12min/15min). ....	111
Figura 5.31- Diferença absoluta entre as temperaturas de superfície do <i>muffler</i> de sucção e as temperaturas ambientes de referência na condição (12min/15min). ....	112
Figura 5.32- Coeficientes de transferência de calor na região do <i>muffler</i> de sucção para a condição (12min/15min). ....	112
Figura 5.33- Fluxo de calor e temperatura no <i>muffler</i> de sucção. (a) Condição (25min/30min). (b) Regime permanente. ....	115
Figura 5.34- Coeficiente de transferência de calor no <i>muffler</i> de sucção. (a) Condição (25min/30min). (b) Regime permanente. ....	116
Figura 5.35- Detalhe da câmara de sucção. ....	116

Figura 5.36- Temperatura do gás na câmara de sucção nas condições (12min/15min), (25min/30min) e em regime permanente. ....	117
Figura 5.37- Regiões do cilindro instrumentadas com os SFCs. (a) Superfícies c1 e c3. (b) Superfícies c2 e c3. ....	117
Figura 5.38- Fluxo de calor na região do cilindro na condição (12min/15min). ....	118
Figura 5.39- Temperaturas das superfícies do cilindro e do ambiente interno na condição (12min/15min). ....	118
Figura 5.40- Diferença entre as temperaturas de superfície do cilindro e as temperaturas ambientes de referência na condição (12min/15min). ....	119
Figura 5.41- Coeficientes de transferência de calor na região do cilindro para a condição (12min/15min). ....	119
Figura 5.42- Fluxo de calor, temperatura e coeficiente de transferência de calor no cilindro. (a) Condição (25min/30min). (b) Regime permanente. ....	121
Figura 5.43- Coeficiente de transferência de calor no cilindro. (a) Condição (25min/30min). (b) Regime permanente. ....	122
Figura 5.44- Regiões do sistema de descarga instrumentadas com os sensores. (a) Superfícies md1, md2 e td1. (b) Superfícies md3, md4 e td1. ....	123
Figura 5.45- Fluxo de calor no sistema de descarga na condição (12min/15min). ....	123
Figura 5.46- Temperaturas das superfícies do sistema de descarga e do ambiente interno na condição (12min/15min). ....	124
Figura 5.47- Diferença entre as temperaturas de superfície do sistema de descarga e as temperaturas ambientes de referência na condição (12min/15min). ....	124
Figura 5.48- Coeficientes de transferência de calor no sistema de descarga para a condição (12min/15min). ....	125
Figura 5.49- Corte no sistema de descarga mostrando o tubo comunicante. ....	127
Figura 5.50- Fluxo de calor e temperatura no sistema de descarga. (a) Condição (25 min/ 30 min). (b) Regime permanente. ....	128
Figura 5.51- Coeficiente de transferência de calor no sistema de descarga. (a) Condição (25min/30min). (b) Regime permanente. ....	129
Figura 5.52- Comparações de fluxo de calor entre diversas regiões na condição (12min/15min). ....	130
Figura 5.53- Comparações de temperatura entre diversas regiões na condição (12min/15min). ....	130

## LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1- Tolerâncias aceitáveis para a aquisição de sinais.....	77
Tabela 5.1- Comparação entre os dois compressores, em regime permanente. .	84
Tabela 5.2- Comparação dos fluxos de calor nas condições (12min/15min) e (25min/30min) com os obtidos em regime permanente. ....	98
Tabela 5.3- Comparação das temperaturas das superfícies e do ambiente interno nas condições (12min/15min) e (25min/30min) com as obtidas em regime permanente.....	98
Tabela 5.4- Comparação dos fluxos de calor dos testes cíclicos com os obtidos em regime permanente (Superfície externa da carcaça).....	104
Tabela 5.5- Comparação das temperaturas dos testes cíclicos com as obtidas em regime permanente (Superfície externa da carcaça). ....	104
Tabela 5.6- Fluxos médios de calor para as condições de teste cíclico e de regime permanente.....	131



## LISTA DE SÍMBOLOS

### Símbolos gerais

$\dot{m}$  – fluxo de massa [kg/s];

$\dot{Q}$  – taxa de transferência de calor [W];

$\dot{Q}_E$  – capacidade de refrigeração [W];

$\dot{V}_D$  – taxa de volume deslocado pelo pistão [m<sup>3</sup>/s];

$\dot{W}$  – potência consumida pelo compressor [W];

$A$  – área de troca de calor [m<sup>2</sup>];

$C$  – capacitância [F];

$COP$  – coeficiente de performance [ - ];

$c_T$  – capacidade térmica específica [J/(kg.K)];

$C_T$  – capacidade térmica [J/K];

$DP$  – desvio padrão [unidade da grandeza medida];

$e$  – espessura [m] ou energia total específica [J/kg];

$E$  – tensão [V];

$gz$  – energia potencial gravitacional específica [J/kg];

$h$  - entalpia específica do fluido refrigerante [J/kg] ou coeficiente de transferência de calor [W/(m<sup>2</sup>.K)];

$HTF$  – função de transferência de calor [W/K];

$i$  – corrente elétrica [A];

$k$  – condutividade térmica [W/(m.K)];

$n$  – número de repetições do teste;

$n_T$  – número de termopares;

$p$  – pressão [Pa];

$q$  – taxa de transferência de calor [W];  
 $q''$  – fluxo de calor [W/m<sup>2</sup>];  
 $R$  – resistência elétrica [ $\Omega$ ];  
 $R_T$  – resistência térmica [K/W];  
 $S$  – termo de geração de calor [W] ou sensibilidade do sensor de fluxo de calor [V. m<sup>2</sup>/W];  
 $t$  – tempo [s] ou coeficiente de Student [-];  
 $T$  – temperatura [K];  
 $T_S$  – temperatura da superfície [K];  
 $T_\infty$  – temperatura do ambiente [K];  
 $u$  – energia interna específica [J/kg] ou incerteza padrão [unidade da grandeza medida];  
 $U$  – incerteza expandida [unidade da grandeza medida];  
 $v$  – volume específico [m<sup>3</sup>/kg];  
 $V$  – velocidade [m/s].

### **Símbolos gregos**

$\alpha$  – diferença de poder termoelétrico entre dois metais [V/K];  
 $\Delta$  – diferença;  
 $\vartheta$  – graus de liberdade [-];  
 $\rho$  – massa específica [kg/m<sup>3</sup>];  
 $\eta_S$  – eficiência isentrópica [-];  
 $\eta_{VOL}$  – eficiência volumétrica [-].

## Subíndices

*A* – amperímetro;

*AI* – ambiente interno;

*C* – referente ao ciclo de Carnot ou condensador;

*CARC* – carcaça;

*DESC* – descarga;

*DP* – desvio padrão;

*E* – evaporador;

*F* – fonte fria;

*P* – montagem em paralelo;

*Q* – fonte quente;

*R* – resistor;

*S* – montagem em série;

*SFC* – sensor de fluxo de calor;

*SM* – sistema de medição;

*SUC* – sucção.





# SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>27</b>
1.1	CONSIDERAÇÕES INICIAIS .....	27
1.2	COMPRESSOR ALTERNATIVO DE REFRIGERAÇÃO DOMÉSTICA ....	30
1.3	PERDAS DE EFICIÊNCIA NO COMPRESSOR.....	33
1.4	OBJETIVOS DO TRABALHO.....	35
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>37</b>
2.1	INVESTIGAÇÕES EXPERIMENTAIS.....	37
2.2	ESTUDOS NUMÉRICOS .....	41
<b>3</b>	<b>BANCADA EXPERIMENTAL .....</b>	<b>47</b>
3.1	SENSORES DE TEMPERATURA .....	47
3.2	SENSORES DE FLUXO DE CALOR .....	48
3.3	BANCADA DE CICLO QUENTE .....	57
3.4	MEDIÇÃO E CONTROLE DAS PRESSÕES E TEMPERATURAS .....	61
3.5	MEDIÇÃO DE VAZÃO MÁSSICA E POTÊNCIA CONSUMIDA PELO COMPRESSOR.....	63
3.6	SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE SINAIS.....	64
<b>4</b>	<b>PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL .....</b>	<b>67</b>
4.1	INSTRUMENTAÇÃO DO COMPRESSOR .....	67
4.1.1	<i>Instrumentação da carcaça .....</i>	<i>67</i>
4.1.2	<i>Instrumentação do kit mecânico .....</i>	<i>72</i>
4.1.3	<i>Aspectos críticos da instrumentação.....</i>	<i>76</i>
4.2	PROCEDIMENTO DE TESTE .....	77
<b>5</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES.....</b>	<b>81</b>
5.1	INTRODUÇÃO .....	81
5.2	COMPARAÇÃO ENTRE AS MEDIÇÕES DOS COMPRESSORES INSTRUMENTADOS.....	81
5.3	ANÁLISE TÉRMICA DO COMPRESSOR .....	86
5.3.1	<i>Superfície interna da carcaça .....</i>	<i>87</i>
5.3.2	<i>Superfície externa da carcaça.....</i>	<i>99</i>
5.3.3	<i>Motor.....</i>	<i>104</i>
5.3.4	<i>Muffler de sucção .....</i>	<i>110</i>

5.3.5	<i>Cilindro</i> .....	117
5.3.6	<i>Sistema de descarga</i> .....	122
5.3.7	<i>Comparações entre diferentes regiões do kit</i> .....	129
5.3.8	<i>Comparação entre as condições de teste cíclico e de regime permanente</i> .....	131
5.4	CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	131
<b>6</b>	<b>CONCLUSÕES</b> .....	<b>135</b>
6.1	CONSIDERAÇÕES PRELIMINARES.....	135
6.2	CONCLUSÕES.....	135
6.3	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	137
	<b>REFERÊNCIAS</b> .....	<b>139</b>
	<b>APÊNDICE A - ANÁLISE DAS INCERTEZAS DE MEDIÇÃO</b> .....	<b>143</b>

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

O processo de remoção de calor de um corpo ou ambiente pode ser definido como refrigeração. Com a finalidade de refrigerar um corpo ou um espaço, sistemas de refrigeração foram desenvolvidos, sendo utilizados em diversas aplicações industriais, comerciais e domésticas. Esses sistemas são essenciais na climatização de ambientes, no resfriamento de componentes eletrônicos, no armazenamento e transporte de produtos perecíveis.

Devido ao consumo de energia significativo pelos sistemas de refrigeração domésticos, existe atualmente uma grande demanda por sistemas de alta eficiência. A maior parte dos refrigeradores domésticos opera segundo o ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor. Tal ciclo, proposto por Jacob Perkins em 1834, apresenta quatro componentes fundamentais: evaporador, compressor, condensador e válvula de expansão. O fluido que opera neste ciclo, chamado de fluido refrigerante, percorre esses componentes realizando diversos processos para se conseguir refrigerar o ambiente de interesse.

Quando o fluido passa pelo interior do evaporador, calor é absorvido do ambiente a ser refrigerado resultando na evaporação do fluido. Em seguida, o vapor entra no compressor que atua na elevação da pressão do fluido, sendo necessário o fornecimento de energia para a realização deste processo. O vapor liberado pelo compressor à alta pressão é direcionado ao condensador, onde é liberado calor em um segundo ambiente através da condensação do fluido. Após a saída do condensador o fluido segue para o dispositivo de expansão, onde a pressão e a temperatura são reduzidas ao nível da entrada do evaporador, completando assim o ciclo de refrigeração (Figura 1.1 (a)). Os processos termodinâmicos associados ao ciclo de refrigeração podem ser representados através de um diagrama pressão-entalpia ( $p$ - $h$ ), conforme ilustrado na Figura 1.1(b).

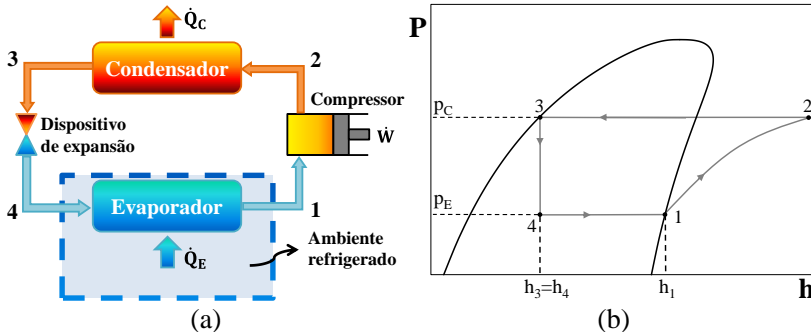


Figura 1.1- (a) Esquema de um ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor. (b) Diagrama p-h.

O parâmetro mais relevante para se avaliar a eficiência de um sistema de refrigeração é conhecido como Coeficiente de Performance (COP) e é definido como a relação entre a taxa de calor removida pelo evaporador do ambiente refrigerado, ou capacidade de refrigeração ( $\dot{Q}_E$ ), e a potência consumida pelo compressor ( $\dot{W}$ ).

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}} \quad (1.1)$$

A capacidade de refrigeração é avaliada através da vazão de massa fornecida pelo compressor,  $\dot{m}$ , e a diferença entre as entalpias específicas do fluido refrigerante na saída e na entrada do evaporador,  $h_1$  e  $h_4$ , respectivamente.

$$\dot{Q}_E = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (1.2)$$

Em sistemas de refrigeração, objetiva-se sempre maximizar o COP, o que implica no aprimoramento dos seus componentes, principalmente o compressor. Assim, deve-se ter um conhecimento amplo sobre os processos envolvidos no compressor, a fim de se identificarem e quantificarem as perdas energéticas e, consequentemente, avaliar as melhores alternativas para o aumento do seu desempenho.

Para avaliar a eficiência energética de um sistema de refrigeração é comum compará-lo com um ciclo idealizado de referência, conhecido como Ciclo de Carnot (Figura 1.2). Estudos realizados pelo engenheiro francês Sadi Carnot mostraram que a máxima eficiência de uma

máquina térmica é função somente das temperaturas das fontes fria e quente, ou seja:

$$COP_C = \frac{T_F}{T_Q - T_F} \quad (1.3)$$

onde  $T_F$  e  $T_Q$  são as temperaturas das fontes fria e quente, respectivamente, ou, em um sistema de refrigeração, as temperaturas do ambiente refrigerado e do ambiente externo. O COP de Carnot apresenta grande relevância visto que além de fornecer o limite teórico de desempenho de um sistema de refrigeração permite avaliar a eficiência do mesmo.

O Ciclo de Carnot é baseado em quatro processos termodinâmicos reversíveis: (I) compressão adiabática, (II) liberação de calor isotérmica, (III) expansão adiabática e (IV) admissão de calor isotérmica (Figura 1.2).

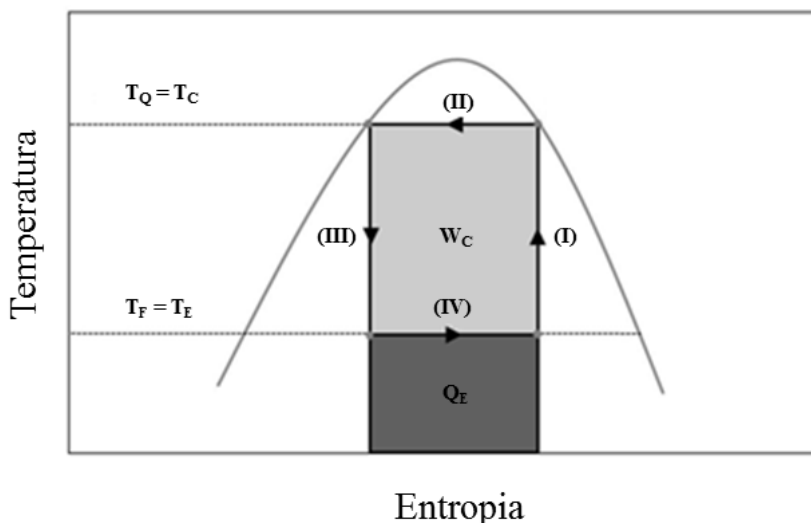


Figura 1.2- Diagrama T-s do ciclo de Carnot.

Porém, perdas são originadas nos processos em um ciclo de refrigeração real devido a irreversibilidades, principalmente devido ao atrito viscoso no escoamento do fluido refrigerante. Além disso, em um ciclo real não é possível se estabelecerem diferenças de temperatura infinitesimais entre as temperaturas de evaporação e do ambiente

refrigerado e entre as temperaturas de condensação e do ambiente externo.

Dificuldades econômicas e tecnológicas também impedem o aumento do COP do sistema. Por exemplo, pode-se citar a necessidade de se evitar a presença de refrigerante no estado líquido no interior da câmara de compressão do compressor, visto que isso proporcionaria “golpes de líquido”, os quais podem afetar seriamente o funcionamento do compressor. Assim sendo, o processo de compressão em um ciclo típico de refrigeração por compressão de vapor não é isentrópica e bifásica como em um Ciclo de Carnot. A compressão é realizada com vapor superaquecido e ao final do processo a temperatura é muito maior quando comparada à temperatura que seria obtida em um ciclo ideal, resultando em elevadas taxas de transferência de calor para o ambiente externo. Cita-se também a inviabilidade da utilização de um dispositivo de expansão que recupere o trabalho de compressão.

## 1.2 COMPRESSOR ALTERNATIVO DE REFRIGERAÇÃO DOMÉSTICA

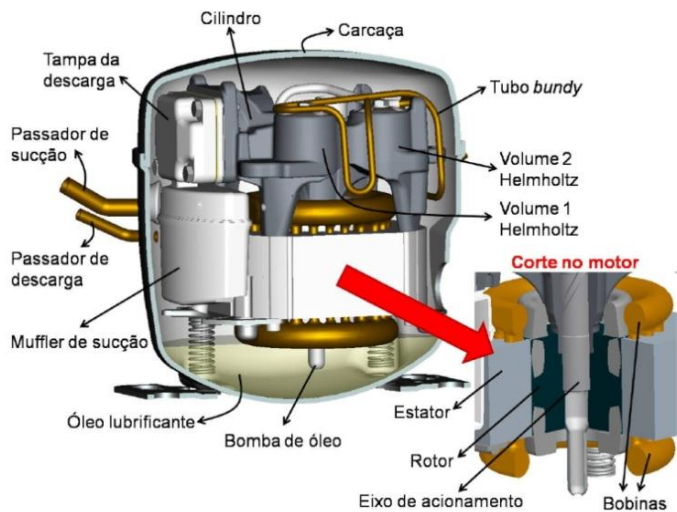
Sistemas de refrigeração doméstica utilizam compressores alternativos herméticos, os quais promovem o deslocamento de um pistão no interior de um cilindro de forma alternada. Esses compressores são ditos herméticos, pois toda a estrutura do compressor é fechada no interior de um invólucro lacrado, denominado carcaça. O movimento alternado do pistão permite que o compressor seja utilizado em uma ampla faixa de capacidade de refrigeração quando comparado aos outros tipos de compressores. Já o caráter hermético possibilita que opere durante anos sem precisar repor a carga de fluido refrigerante, visto que os vazamentos durante a compressão ocorrem somente no interior da própria carcaça e são incorporados ao sistema.

Um compressor alternativo é composto basicamente por três sistemas: sucção, compressão e descarga. Conforme pode ser observado na Figura 1.3, o sistema de sucção começa com o passador de sucção, tubo que conecta a saída do evaporador com a carcaça do compressor. Após o passador de sucção, encontra-se o *muffler* de sucção, dispositivo responsável pelo amortecimento das pulsações de pressão provenientes da abertura da válvula de sucção, reduzindo assim a geração de ruído e vibrações. A saída do *muffler* de sucção é conectada à câmara de sucção, que direciona o fluido para a câmara de compressão. Entre essas duas

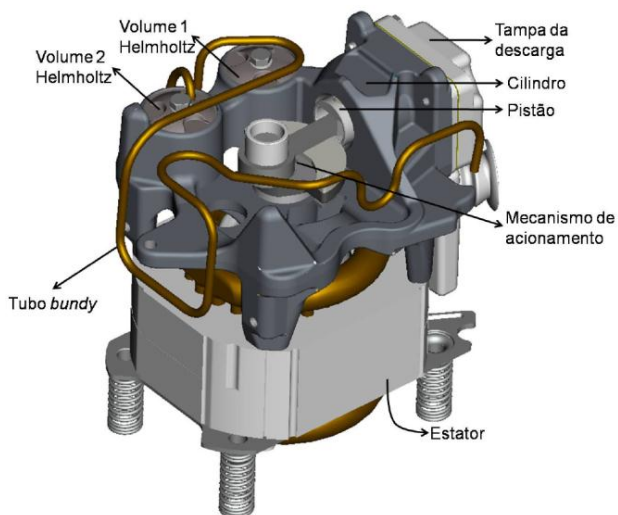
câmaras, adota-se uma válvula automática de sucção que opera através da diferença de pressão entre as câmaras.

O sistema de compressão é formado pela câmara de compressão, pistão, mecanismo biela-manivela e motor elétrico. O mecanismo biela-manivela converte o movimento rotacional produzido pelo motor elétrico em um movimento alternado do pistão. Esse movimento proporciona o aumento e a diminuição do volume da câmara de compressão, resultando nos processos de sucção, compressão e descarga do gás. A Figura 1.4(a) mostra a posição do pistão em quatro momentos durante um ciclo de compressão. Os quatro pontos mostrados são definidos como: (A) início da expansão, (B) início da sucção, (C) início da compressão, (D) início da descarga. O ciclo de compressão é representado em um diagrama pressão-volume (p-V) como mostra a Figura 1.4(b), onde são apresentados os ciclos ideal e real. Estes ciclos se diferem principalmente pelos processos de sucção e descarga que não ocorrem à pressão constante em um ciclo real, visto que uma diferença de pressão é sempre necessária para superar a rigidez e a inércia da válvula durante o seu processo de abertura.

O sistema de descarga começa com a câmara de descarga que recebe o gás da câmara de compressão, através da válvula automática de descarga. Após a câmara de descarga surge o *muffler* de descarga, composto pelo “Volume 1 Helmholtz” e “Volume 2 Helmholtz”, tais volumes de formato cilíndrico são responsáveis por amortecer as pulsações de pressão do escoamento. Eles são usinados no bloco, da mesma forma como é feito para a câmara de compressão. Na tampa do “Volume 2 Helmholtz” é conectado um tubo denominado *bundy*, o qual liga os volumes ao passador de descarga. O tubo *bundy* apresenta várias dobras objetivando a redução da rigidez do sistema e, assim, a diminuição da transmissão de vibrações ao meio externo. O sistema termina com o passador de descarga que conecta a carcaça do compressor ao condensador, guiando a saída do gás do compressor.



(a)



(b)

Figura 1.3- Componentes de um compressor alternativo. (a) Vista lateral com detalhe do motor. (b) *Kit* mecânico. Reproduzido de Dutra (2008).



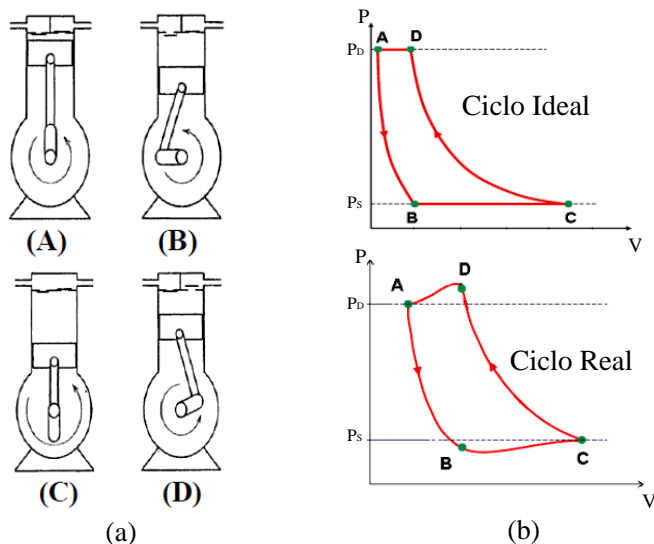


Figura 1.4- (a) Posição do pistão. (b) Diagrama p-V.

Outro componente muito importante que deve ser citado é o óleo lubrificante. Além de atuar na lubrificação das partes móveis do compressor, o óleo retira calor gerado no processo de compressão atuando diretamente na uniformização das temperaturas nos componentes do compressor.

### 1.3 PERDAS DE EFICIÊNCIA NO COMPRESSOR

As perdas de eficiência em um sistema de refrigeração podem ser divididas em dois grupos, um que se refere ao ciclo termodinâmico e outro ao compressor.

Como já indicado anteriormente, as perdas do ciclo estão relacionadas à impossibilidade de se remover ou rejeitar calor sem uma diferença de temperaturas entre os meios, e também por causa da ausência de um dispositivo de expansão que reaproveite o trabalho de compressão.

Por outro lado, as perdas de eficiência em um compressor são comumente classificadas em três categorias: perdas elétricas, perdas mecânicas e perdas termodinâmicas. As perdas elétricas estão relacionadas às ineficiências do motor elétrico e do sistema de partida

do compressor. As perdas mecânicas são associadas ao atrito das partes móveis em mancais. Já as termodinâmicas são resultantes do superaquecimento do fluido refrigerante e das irreversibilidades nos processos de compressão, sucção e descarga. Entre essas três categorias, a perda termodinâmica representa a maior parcela. Portanto, o aumento da eficiência do compressor depende do aumento de sua eficiência termodinâmica.

É importante definir os conceitos de eficiência volumétrica e eficiência isentrópica para a sequência da presente exposição. A eficiência volumétrica é definida como a razão entre a vazão mássica real do compressor  $\dot{m}$  [kg/s] e a obtida se o volume deslocado pelo pistão  $\dot{V}_D$  [m<sup>3</sup>/s] fosse totalmente completado pelo refrigerante na condição em que se encontra na entrada do compressor  $v_1$  [m<sup>3</sup>/kg]:

$$\eta_{VOL} = \frac{\dot{m}v_1}{\dot{V}_D} \quad (1.4)$$

Já a eficiência isentrópica  $\eta_s$  é a relação entre a potência necessária para uma compressão adiabática e reversível e o consumo de potência real do compressor:

$$\eta_s = \frac{\dot{m}(h_2 - h_1)}{\dot{W}} \quad (1.5)$$

onde:

$\dot{m}$  = vazão mássica do fluido refrigerante [kg/s]

$\dot{W}$  = potência real consumida pelo compressor [W]

$h_1$  = entalpia específica na sucção do compressor [J/kg]

$h_2$  = entalpia específica à pressão de descarga e entropia de sucção [J/kg]

Devido a perdas no motor elétrico, ao atrito em mancais, atrito viscoso e transferência de calor no escoamento de fluido refrigerante, compressores alternativos de refrigeração doméstica apresentam, segundo Dutra (2008), eficiência isentrópica entre 0,4 e 0,6.

A Figura 1.5 mostra as fontes das perdas termodinâmicas em um compressor alternativo doméstico de 900 BTU/h, utilizando R134a como fluido refrigerante, percebendo-se a relevância do efeito do superaquecimento. O superaquecimento se refere ao aquecimento do

fluido desde a sua entrada no compressor, passando pelo sistema de sucção, até a admissão do fluido na câmara de compressão.

Apesar de algum superaquecimento ser necessário com objetivo de se evitar a entrada de líquido no compressor, o mesmo reduz a eficiência volumétrica do compressor, visto que o aquecimento provoca uma expansão do gás e, assim, uma menor admissão de massa na câmara de compressão, como pode ser observado pela equação (1.4). Além disto, o trabalho de compressão específico é tanto maior quanto maior for a temperatura inicial de compressão, o que reduz a eficiência isentrópica. Em função disto, o estudo da transferência de calor no interior de compressores, com o objetivo de reduzir o efeito do superaquecimento do gás, é fundamental para o aumento de ambas as eficiências.

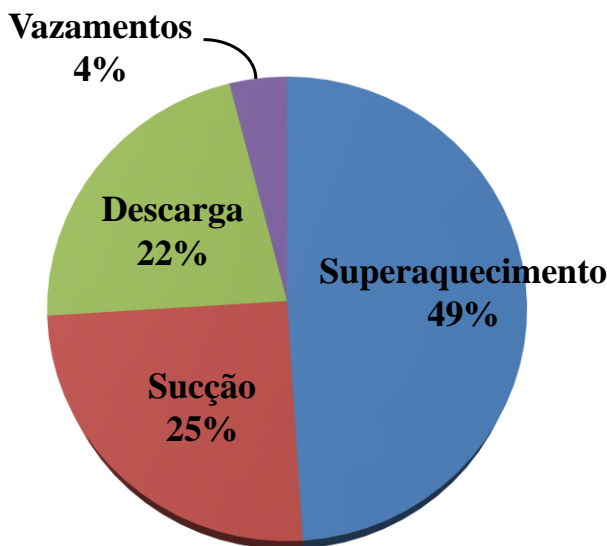


Figura 1.5- Fontes das perdas termodinâmicas em um compressor alternativo de 900 BTU/h, operando com R134a (Ribas *et al.*, 2008).

## 1.4 OBJETIVOS DO TRABALHO

Como já comentado, as perdas termodinâmicas influem muito na eficiência de um compressor de refrigeração doméstica. Como essas perdas estão diretamente ligadas aos níveis de temperatura no interior do

compressor, as investigações experimentais visam o entendimento da transferência de calor em diferentes pontos do mesmo.

Conforme será mostrado na revisão da literatura, poucos trabalhos adotaram sensores de fluxo de calor para investigar a transferência de calor em compressores alternativos (Prasad, 1992; Dutra e Deschamps, 2010). Desses estudos, apenas Dutra e Deschamps (2010) investigaram a troca de calor nos diversos componentes de um compressor, mas para a condição de equilíbrio térmico.

O objetivo deste trabalho é avaliar experimentalmente a transferência de calor em componentes de um compressor alternativo de refrigeração doméstica. No entanto, ao contrário de se adotar a condição de equilíbrio térmico dos demais trabalhos, a presente investigação considera transientes térmicos que ocorrem no ligamento e desligamento do compressor em sistemas de refrigeração. Além disto, os seguintes objetivos específicos são também definidos:

- Medições de temperatura e fluxo de calor em componentes do compressor para a análise do problema e como subsídio para a validação de modelos de simulação térmica;
- Obtenção de coeficientes locais de transferência de calor entre os componentes sólidos e o fluido refrigerante e o óleo lubrificante, os quais são úteis no desenvolvimento de modelos de simulação;
- Análise da transferência de calor em duas condições de operação, no que diz respeito aos períodos de tempo em que o compressor permanece ligado e desligado.

Após este capítulo introdutório, o Capítulo 2 apresenta uma revisão bibliográfica de trabalhos sobre a transferência de calor em compressores alternativos. O Capítulo 3 aborda tanto os princípios de operação dos sensores de fluxo de calor e de sua calibração, bem como uma descrição dos componentes da bancada utilizada nos testes. Detalhes sobre instrumentação do compressor e tratamento de dados experimentais são apresentados no Capítulo 4. O Capítulo 5 é reservado à apresentação e à discussão dos resultados e, por fim, o Capítulo 6 traz uma síntese das principais conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Como discutido no Capítulo 1, a diminuição do superaquecimento na sucção de compressores de refrigeração proporciona um considerável aumento de sua eficiência. No entanto, o conhecimento da distribuição de temperatura do compressor é necessário para a proposta de soluções eficazes de redução do superaquecimento.

A seguir, apresenta-se uma revisão de trabalhos na literatura que abordam a transferência de calor em compressores, dividida em duas partes: uma dedicada a investigações experimentais e outra a estudos numéricos.

### 2.1 INVESTIGAÇÕES EXPERIMENTAIS

Meyer e Thompson (1990b) analisaram a transferência de calor na sucção de um compressor, motivados pelo papel do superaquecimento do fluido refrigerante na redução de desempenho de um ciclo de refrigeração. Um compressor alternativo hermético de 1/3 hp foi instrumentado internamente com termopares e transdutores de pressão, com medições de fluxo de massa e consumo de energia também sendo realizadas.

Os autores realizaram um estudo sobre diferentes configurações para a posição relativa do passador de sucção em relação ao *muffler* de sucção. Cinco configurações foram comparadas sendo que uma delas representa o compressor como ele é fabricado, onde a entrada do *muffler* está alinhada com o passador de sucção a uma distância de aproximadamente 6 mm. Em outras duas configurações, foram realizadas mudanças no posicionamento do *muffler*. Na primeira, o *muffler* foi desalinhado com o passador de sucção em aproximadamente 3 mm na vertical. Já na segunda foi utilizada uma linha de sucção no lado oposto do compressor fazendo com que nenhuma porção do gás proveniente da linha de sucção entrasse diretamente no *muffler* de sucção. Nas duas últimas configurações o *muffler* de sucção foi revestido com uma camada de borracha, repetindo o posicionamento da configuração padrão e da configuração com desalinhamento entre o passador e a entrada do *muffler*. Com base nas medições, os autores concluíram que, na configuração padrão, aproximadamente metade da massa de fluido que entra pelo passador de sucção é misturada com o

fluido do interior da carcaça, o qual está em uma temperatura mais elevada. Isso resulta em uma perda de aproximadamente 4% na eficiência isentrópica do compressor devido ao superaquecimento. Os autores concluíram também que um simples isolamento térmico do *muffler* de sucção reduz para menos da metade o aumento da temperatura ocasionado pela mistura do gás com o ambiente interno do compressor. Apesar desse menor aquecimento do gás na entrada do *muffler* de sucção, na configuração com isolamento ocorre um maior aquecimento na região da câmara de sucção em relação à configuração padrão. No final, o superaquecimento do gás é parecido nas duas configurações, sendo levemente menor com o uso do isolamento no *muffler* de sucção.

Prasad (1992) mediu o fluxo de calor na parede da câmara de compressão de um compressor alternativo com o objetivo de avaliar sua contribuição no superaquecimento do gás na sucção. Para tanto, o autor utilizou dois sensores de fluxo de calor, um instalado entre as válvulas de sucção e outro entre as válvulas de descarga. Termopares de resposta rápida foram usados para monitorar a temperatura do gás em três localizações no cilindro, dois deles próximos aos sensores de fluxo de calor e um no centro do cabeçote. Foi feita uma comparação dos valores de fluxo de calor medidos com uma correlação da literatura (Adair *et al.*, 1972), verificando-se uma tendência semelhante entre o comportamento do fluxo de calor medido e o calculado (Figura 2.1). No entanto, em termos quantitativos, a concordância entre os resultados não foi satisfatória. Segundo Prasad (1992), tal discrepância se deve à não uniformidade do fluxo de calor na câmara de compressão, e também a simplificações utilizadas no trabalho de Adair *et al.* (1972).

Cavallini *et al.* (1996) fizeram medições para validar um modelo computacional desenvolvido para a análise térmica de compressores alternativos. Os autores instrumentaram dois compressores operando com os fluidos refrigerantes R600a e R134a, em três condições de operação. Os compressores foram testados em um calorímetro em condições padronizadas, com termopares tipo T (cobre-constantan) sendo utilizados para a medição da temperatura de componentes e do fluido refrigerante em diversas posições. Os autores obtiveram uma boa concordância entre os resultados numéricos e experimentais.

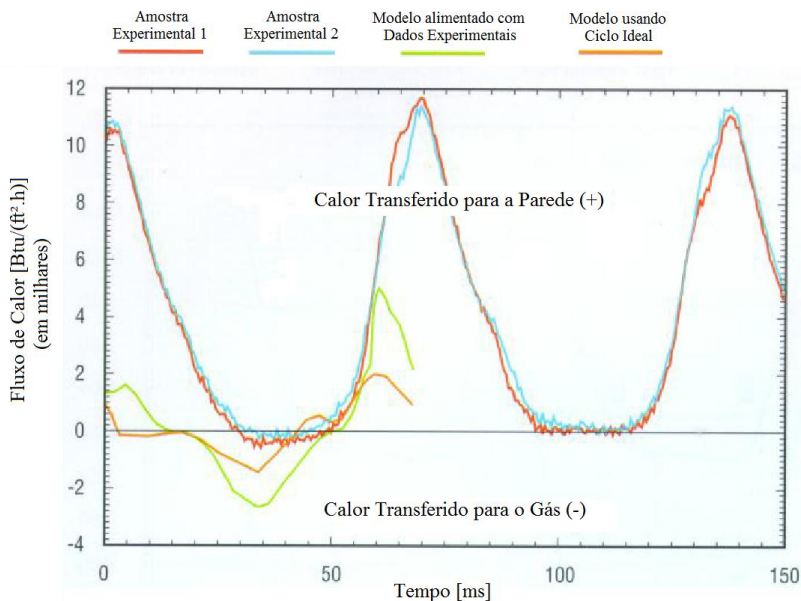


Figura 2.1- Comparação entre o fluxo de calor, obtido experimentalmente, na parede do cilindro do lado da válvula de sucção com o obtido pela correlação de Adair *et al.* (1972). Adaptado de Prasad (1992).

Hsieh e Wu (1996) realizaram medições de fluxo de calor em um compressor alternativo de dois estágios, propondo correlações de transferência de calor com base nessas medições e em grandezas relativas ao escoamento. Temperaturas do gás e dados de pressão foram obtidas em cinco posições: linha de sucção, câmara de compressão do primeiro estágio, ponto entre os dois estágios de compressão, câmara de compressão do segundo estágio e linha de descarga. Dois sensores de fluxo de calor foram instrumentados nos cabeçotes dos cilindros. Os autores constataram a necessidade de se incluir um termo na correlação para caracterizar o processo de descarga. Esse termo adicional é função do número de Reynolds baseado na velocidade do pistão e nas propriedades do escoamento no início do processo de descarga, representando a parcela da transferência de calor causada devido ao aumento da velocidade do escoamento no interior do cilindro.

Morriesen (2009) realizou medições de temperatura instantânea na câmara de sucção de um compressor de refrigeração doméstica, utilizando um sensor de fio frio e um microtermopar. O objetivo da investigação foi desenvolver técnicas de medição para transientes

rápidos de temperatura, uma vez que termopares convencionais não apresentam tempos de respostas suficientes. Medições de pressão também foram realizadas com um transdutor piezelétrico a fim de complementar a análise. Os resultados mostraram um aumento considerável de temperatura durante o período em que a válvula de sucção permanece fechada e que não está correlacionado com as pulsações de pressão. Quando a válvula se abre a queda de pressão induz uma redução na temperatura, efeito do processo de expansão e do fornecimento de fluido a menor temperatura pelo sistema de sucção.

Kara e Oguz (2010) analisaram o papel do bloco de um compressor alternativo hermético sobre o superaquecimento do gás refrigerante. Os testes foram realizados em duas configurações distintas: modelo A, com duas câmaras de descarga e modelo B, com apenas uma câmara de descarga no bloco. Ambos os modelos foram instrumentados com termopares tipo T (cobre-constantan) em diferentes pontos dentro do compressor. Os testes foram realizados em regime permanente, utilizando o fluido refrigerante R600a. Com base nos resultados, os autores concluíram que pode existir uma diferença de temperatura de até 30°C entre as diversas regiões do bloco, dependendo da configuração do compressor (Figura 2.2). Esta distribuição está relacionada com o número de câmaras de descarga.

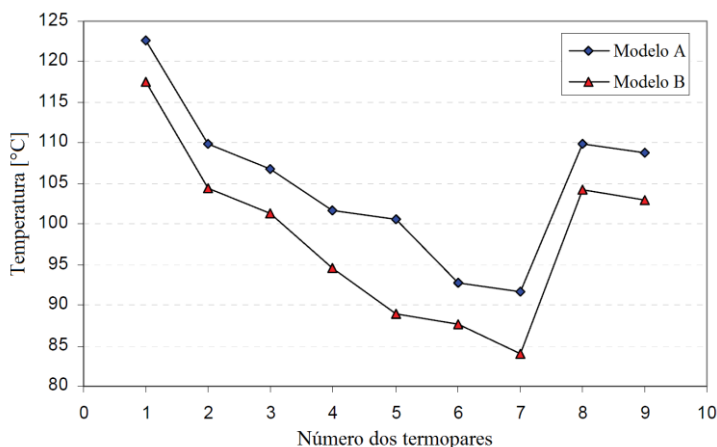


Figura 2.2- Distribuição de temperatura em diversas regiões do bloco. Reproduzido de Kara e Oguz (2010).

Kara e Oguz (2010) também observaram que quando uma das câmaras é eliminada, a entrada de energia térmica para o bloco é



diminuída, provocando uma mudança nas temperaturas do gás. Por exemplo, os autores notaram que a temperatura do gás logo após a compressão é diminuída em até 7°C quando comparada à situação em que se usam duas câmaras de descarga.

Dutra e Deschamps (2010) realizaram medições com sensores de fluxo de calor e termopares para avaliar a transferência de calor em componentes de um compressor alternativo operando em condição térmica estabilizada. A instrumentação permitiu a caracterização de coeficientes locais de transferência de calor nas superfícies interna e externa da carcaça do compressor, bem como em diversos componentes internos do compressor. Os autores destacaram a dificuldade da instrumentação dos componentes internos do compressor devido às temperaturas elevadas e à presença de óleo lubrificante. Os resultados mostraram a grande influência do óleo lubrificante na rejeição do calor para o ambiente externo, especialmente nas regiões da parte superior da carcaça do compressor.

## 2.2 ESTUDOS NUMÉRICOS

Meyer e Thompson (1990a) elaboraram um modelo computacional para a solução do perfil térmico de um compressor alternativo, também investigado experimentalmente. As equações de transferência de calor utilizadas no modelo foram derivadas de balanços de energia para a condição de regime permanente. Coeficientes de transferência de calor foram determinados de correlações da literatura para algumas superfícies e extraídos de dados experimentais para as demais. O modelo foi usado para prever o desempenho do compressor em uma faixa de condições de operação. Segundo os autores, o modelo fornece valores de temperatura com razoável exatidão, mas discrepâncias surgem devido a deficiências na modelação da transferência de calor nas câmaras de sucção, compressão e descarga. Meyer e Thompson (1990a) afirmam que um balanço de energia transiente na câmara de compressão forneceria resultados mais precisos. Há outros aspectos que não são considerados na análise, como a transferência de calor devido à vaporização e condensação do óleo lubrificante e vazamentos de gás entre o pistão e a câmara de compressão.

Todescat *et al.* (1992) analisaram a transferência de calor em compressores alternativos, aplicando a primeira lei da termodinâmica no volume de controle formado pela câmara de compressão em cada

instante de tempo. A taxa média de transferência de calor durante um ciclo de compressão foi avaliada e equações semelhantes àsquelas de Meyer e Thompson (1990a) foram aplicadas para a simulação térmica dos demais componentes. No entanto, diferentemente de Meyer e Thompson (1990a), os autores utilizaram coeficientes globais de transferência de calor, os quais foram avaliados a partir de balanços de energia baseados em medições de temperatura (Figura 2.3). Deve ser mencionado que esta forma de determinação dos coeficientes globais de transferência de calor limita o modelo, pois não permite a análise do efeito de alterações geométricas do compressor.

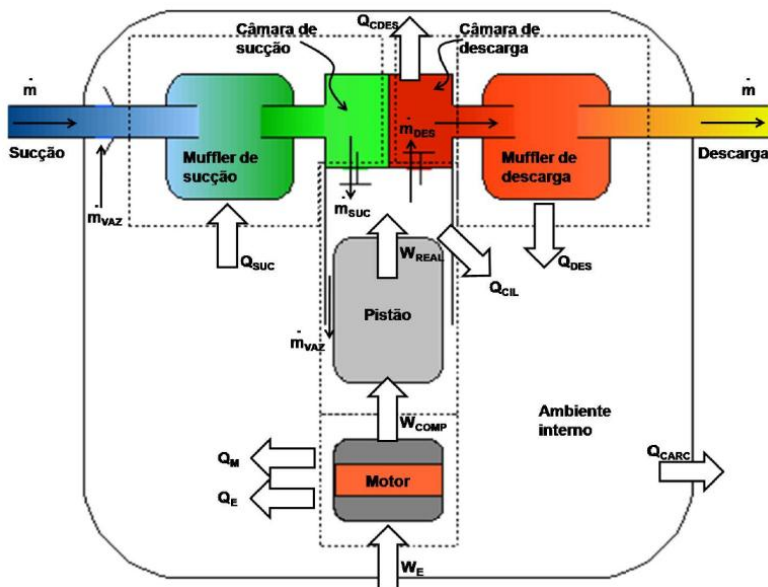


Figura 2.3- Esquema do compressor ilustrando os volumes de controle utilizados no trabalho de Todescat *et al.* (1992).

Sim *et al.* (2000) e Ooi (2003) apresentaram modelos com maior nível de discretização, utilizando 32 e 46 volumes de controle, respectivamente, para modelar os componentes do compressor. Os modelos utilizaram o método de capacitância concentrada, considerando cada volume com uma temperatura uniforme. As fronteiras dos elementos consideraram regiões sólidas, de fluido e interfaces sólido-fluido. Sim *et al.* (2000) e Ooi (2003) estimaram os coeficientes de transferência de calor entre o fluido refrigerante e os componentes, e

entre o óleo lubrificante e a superfície do cárter, através de correlações disponíveis na literatura para geometrias simples. Os modelos assim desenvolvidos não necessitam de dados de calibração provenientes de experimentos.

Os modelos de Sim *et al.* (2000) e Ooi (2003) apresentaram resultados de temperatura coerentes com os obtidos experimentalmente. Sim *et al.* (2000) realizaram as medições do compressor operando em um refrigerador doméstico. Para tanto um resistor elétrico foi inserido no interior do congelador com o objetivo de simular uma carga térmica estável, sendo obtidos resultados em regime permanente. Ooi (2003) fez os ensaios experimentais em um calorímetro sob uma única condição de operação utilizando R134a como fluido refrigerante.

No estudo de Raja *et al.* (2003), um compressor foi dividido em quatro domínios: fluido refrigerante, óleo lubrificante, estator e o restante do bloco (contendo *mufflers*, câmara de compressão, eixo e rotor). Na primeira parte da análise Raja *et al.* (2003) realizaram uma simulação do escoamento de fluido refrigerante com o código CFX-TASCFLOW. Em seguida, os autores fizeram um mapeamento térmico para os domínios do óleo e das partes sólidas com o código ANSYS-FLOTTRAN.

O compressor utilizado realiza sucção indireta, ou seja, após o gás entrar no compressor pelo passador de sucção o mesmo circula pelo ambiente interno antes de entrar no *muffler* de sucção. As condições de contorno para o domínio do fluido refrigerante foram velocidade, temperatura e intensidade turbulenta na entrada da sucção na carcaça, e pressão na entrada do *muffler* de sucção. A temperatura da parede da carcaça e o fluxo de calor rejeitado pelos componentes internos (rotor, estator, bloco e sistema de descarga) foram também utilizados como condições de contorno para a solução do escoamento. Os resultados da simulação do escoamento são usados como condições de contorno para a solução térmica dos componentes sólidos. Os valores de temperatura obtidos com o modelo apresentam boa concordância com os dados experimentais, sendo que o maior desvio de temperaturas ocorreu no bloco.

Almbauer *et al.* (2006) propuseram um método para a obtenção de funções de transferência de calor (HTF) entre regiões de componentes sólidos, aplicando-o no conjunto formado pelo cilindro, placa de válvulas e cabeçote de um compressor, conforme ilustrado na Figura 2.4 e na Figura 2.5. O problema foi dividido em três etapas: solução do escoamento, solução da transferência de calor e obtenção das HTFs. A análise do escoamento foi feita com um código comercial,

resolvendo as equações de conservação para massa, quantidade de movimento e energia, com uma formulação de escoamento unidimensional transiente. O modelo representa os principais elementos do compressor, incluindo o movimento da válvula e do pistão. Resultados foram obtidos para a potência de compressão, velocidade e pressão ao longo do escoamento e fluxos de calor nas superfícies. Para calcular a transferência de calor as temperaturas das superfícies tiveram que ser fornecidas como condição de contorno.

Posteriormente é utilizado o código comercial FLUENT para a solução tridimensional do campo de temperaturas do conjunto cilindro/placa de válvulas/cabeçote. Dados experimentais e resultados da simulação do escoamento foram utilizados como dados de entrada do código.

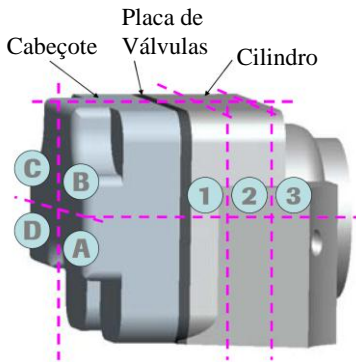


Figura 2.4- Divisão da região sólida do cabeçote; reproduzido de Almbauer *et al.* (2006).

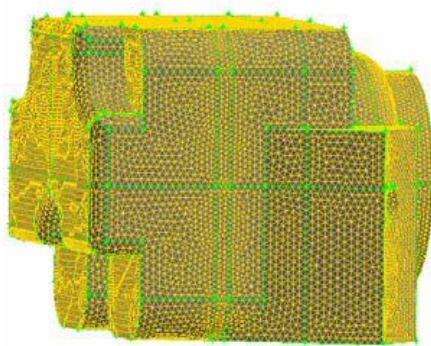


Figura 2.5-Malha computacional; reproduzida de Almbauer *et al.* (2006).

De posse do campo de temperatura, o método divide o conjunto sólido em volumes (Figura 2.4). Os valores das HTFs são então determinadas através da razão entre o fluxo de calor que atravessa a superfície e a diferença média de temperaturas de dois volumes conhecida da solução numérica, ou seja:

$$HTF_{i,j} = \frac{\dot{Q}_{i,j}}{\Delta T_{i,j}} \quad (2.1)$$

onde os índices  $i,j$  representam os volumes em análise.

De posse dos valores das HTFs, pode-se calcular o campo de temperatura do compressor em qualquer condição de operação baseado em um modelo de rede térmica (TNW) em que cada elemento térmico é representado por equações de balanço de energia com a seguinte forma:

$$\sum_{j=1}^n HTF_{i,j} \cdot \Delta T_{j,i} + S_i = 0 \quad (2.2)$$

onde  $S_i$  é um termo de geração de calor no interior do elemento  $i$ .

Almbauer *et al.* (2006) verificaram boa concordância entre os resultados de temperatura obtidos pelo método TNW e de simulações via volumes finitos. Porém os fluxos de calor apresentaram discrepâncias, atribuídas à distribuição não uniforme da temperatura nos volumes. Os autores sugeriram um maior número de volumes na discretização do modelo TNW, objetivando contornar esta limitação do modelo.

Ribas (2007) apresentou um modelo híbrido de transferência de calor para simular o perfil térmico de um compressor alternativo, com o emprego de uma formulação integral para avaliar a temperatura do gás, similarmente ao realizado por Todescat *et al.* (1992), e uma formulação diferencial tridimensional para a condução de calor nos componentes sólidos resolvida através do método de volumes finitos.

O acoplamento do fluido com o sólido é feito a partir de coeficientes de transferência de calor global obtidos de medições. Uma boa concordância foi verificada entre os resultados numéricos e os dados experimentais, sendo que a maior diferença de temperatura foi de 4,2 °C no cilindro do compressor.

Schreiner (2008) analisou o comportamento de um compressor de refrigeração doméstica, através de dois modelos de simulação numérica. Um deles segue o modelo híbrido, de Ribas (2007) e o outro consiste no modelo de fluxo médio, proposto por Raja *et al.* (2003), em que o escoamento do gás refrigerante e a difusão de calor nos componentes sólidos do compressor são resolvidos pelo método dos volumes finitos. A comparação dos resultados dos dois modelos com dados experimentais mostrou que, o modelo híbrido é mais apropriado para a análise térmica do compressor, pois consegue incorporar o efeito do óleo na transferência de calor.

Disconzi (2011) apresentou um estudo numérico da transferência de calor transiente em cilindros de compressores alternativos de

refrigeração doméstica, considerando os processos de compressão, descarga, expansão e sucção. A simulação do problema utilizou o método de volumes finitos e incluiu a análise de diferentes modelos de turbulência. Os resultados mostraram que o escoamento de alta velocidade que ocorre nos instantes iniciais de abertura das válvulas de sucção e de descarga provocam elevadas taxas de transferência de calor no cilindro. O estudo da transferência de calor no cilindro mostrou que a inclinação do orifício de sucção (Figura 2.6) provoca uma variação circunferencial do fluxo de calor na superfície lateral do cilindro, mas não altera de forma significativa o calor total trocado em um ciclo.

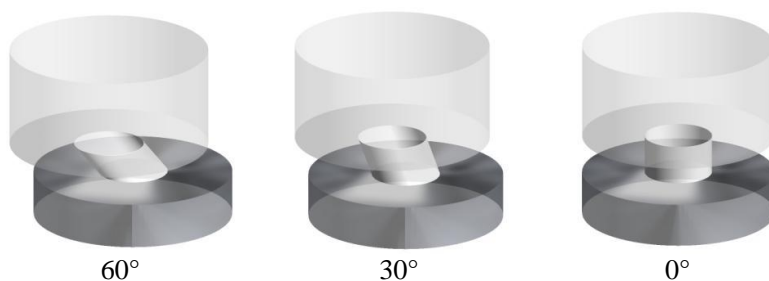


Figura 2.6- Ângulos de inclinação do orifício de sucção. Reproduzido de Disconzi (2011).

Haas (2012) desenvolveu um modelo de simulação térmica para prever a temperatura em diferentes componentes do compressor. Para isso a equação da energia foi aplicada e resolvida numericamente em 63 elementos geométricos simplificados do compressor utilizando um circuito térmico equivalente e correlações de troca de calor disponíveis na literatura. O resultado do campo de temperaturas foi validado através de comparações com dados experimentais obtidos por Dutra (2008).

### 3 BANCADA EXPERIMENTAL

O presente capítulo apresenta a descrição dos sensores utilizados na instrumentação do compressor e dos demais componentes da bancada experimental utilizada nos testes. Inicialmente, apresentam-se detalhes do funcionamento dos sensores de temperatura e de fluxo de calor, incluindo métodos de calibração. Posteriormente, descreve-se a operação do compressor em uma bancada de ciclo quente, bem como os transdutores de pressão, de temperatura, de vazão mássica e de potência consumida nela instalados. Uma breve descrição do sistema de aquisição de sinais também é realizada.

#### 3.1 SENSORES DE TEMPERATURA

As medições de temperaturas do compressor são feitas com o auxílio de termopares. O funcionamento de um termopar é baseado no efeito Seebeck, no qual a união de dois metais diferentes gera uma tensão elétrica proporcional à diferença de temperatura entre a junta e os terminais dos metais. Teoricamente, a construção de um termopar pode ser feita com qualquer combinação de dois metais, porém existem algumas combinações normalizadas. Dentre essas combinações podem-se citar as de ferro-constantan (termopar tipo J), cobre-constantan (termopar tipo T), cromel-alumel (termopar tipo K) e cromel-constantan (termopar tipo E). Neste trabalho, selecionaram-se termopares tipo T e tipo K para as medições.

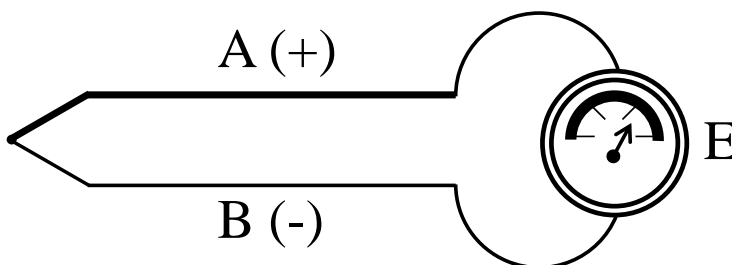


Figura 3.1- Desenho esquemático de um termopar.

### 3.2 SENSORES DE FLUXO DE CALOR

Sensores de fluxo de calor têm sido utilizados em diversas aplicações. Sabau e Wu (2007) usaram esse tipo de sensor para avaliar o fluxo de calor durante o resfriamento de moldes de fundição utilizando-se lubrificantes diluídos em água. Rencz *et al.* (2004) adotaram sensores de fluxo de calor em pacotes de circuitos integrados, a fim de medir transientes térmicos. Já na área de compressores, podem ser citados os trabalhos de Prasad (1992) e Dutra e Deschamps (2010), conforme detalhado no Capítulo 2.

Além de realizar a medição de fluxo de calor, muitos desses sensores também possuem a possibilidade de medição de temperatura da superfície onde são instalados. O funcionamento de um sensor de fluxo de calor (SFC) é baseado em uma termopilha, ou seja, uma associação em série de termopares, conforme ilustrado na (Figura 3.2). Essa associação em série amplifica a tensão de saída para uma mesma diferença de temperatura.

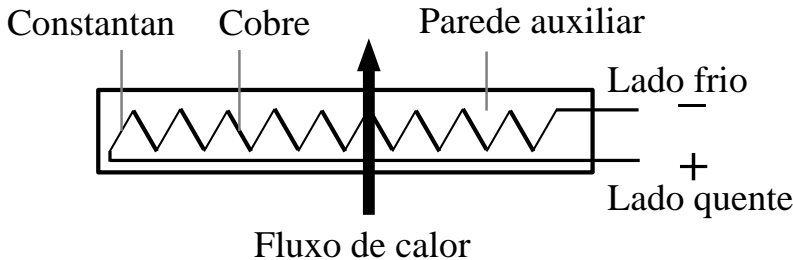


Figura 3.2- Esquema do circuito elétrico de um SFC.

A tensão de saída do circuito é dada por:

$$E = n_T \alpha \Delta T \quad (3.1)$$

onde  $n_T$  é o número de termopares,  $\alpha$  é a diferença de poder termoelétrico entre os dois metais que compõe o termopar e  $\Delta T$  é a diferença de temperatura entre as superfícies inferior e superior do SFC.

Para se calcular o fluxo de calor, aplica-se a Lei de Fourier à geometria plana do sensor, resultando:



$$q'' = \frac{k_{SFC} \Delta T}{e_{SFC}} \quad (3.2)$$

onde  $q''$  é o fluxo de calor por unidade de área que atravessa o SFC,  $k_{SFC}$  é a condutividade térmica do material da parede auxiliar no qual o sensor é embutido, e  $e_{SFC}$  é a espessura do SFC.

Combinando as equações (3.1) e (3.2), chega-se:

$$E = \frac{n_T \alpha e_{SFC}}{k_{SFC}} q'' \quad (3.3)$$

Dividindo a tensão pelo fluxo de calor se obtém a sensibilidade ( $S$ ) do SFC:

$$S = \frac{E}{q''} = \frac{n_T \alpha e_{SFC}}{k_{SFC}} \quad (3.4)$$

Nota-se que a sensibilidade é diretamente proporcional ao número de termopares associados em série, à diferença de poder termoelétrico e à espessura do sensor, mas inversamente proporcional à condutividade térmica do SFC. Deve-se notar que um aumento da espessura do SFC compromete a qualidade por dois motivos. O primeiro é o aumento da resistência térmica, ocasionando um menor fluxo de calor que atravessa o sensor e assim obtendo-se um valor menos representativo em relação ao fenômeno que se deseja caracterizar. O segundo é devido ao aumento da área lateral do SFC, proporcionando uma maior fuga de calor. Uma diminuição da condutividade térmica também aumenta a resistência térmica, comprometendo a qualidade da medição.

Existe uma dependência da condutividade térmica,  $k$ , e da diferença do poder termoelétrico,  $\alpha$ , com a temperatura. Para reduzir essa influência, as dependências térmicas da condutividade térmica e da diferença de poder termoelétrico devem ser semelhantes, ocasionando então uma compensação de efeitos e um valor de sensibilidade mais estável.

A inércia térmica dos sensores é caracterizada pelo tempo de resposta e nos SFCs pode ser modelada, segundo Hukseflux (1999), como um circuito elétrico contendo um resistor de resistência  $R$  e um capacitor de capacitância  $C$ . Assim o tempo de resposta é dado por:

$$t = RC \quad (3.5)$$

Em um circuito térmico, a resistência térmica é uma razão entre a diferença de potencial de temperatura e o fluxo de calor:

$$R_T = \frac{\Delta T}{q} \quad (3.6)$$

Denotando  $q'' = q/A$ , com  $A$  sendo a área de troca de calor, substitui-se a equação (3.6) na equação (3.2) resultando:

$$R_{T,SFC} = \frac{e_{SFC}}{k_{SFC} A_{SFC}} \quad (3.7)$$

A capacitância térmica é a quantidade de energia necessária para variar em 1°C a temperatura de um corpo. No caso de um SFC ela é dada por:

$$C_{T,SFC} = e_{SFC} \rho_{SFC} A_{SFC} c_{T,SFC} \quad (3.8)$$

onde  $\rho_{SFC}$  é a massa específica e  $c_{T,SFC}$  é a capacidade térmica específica do material da parede auxiliar.

Substituindo as equações (3.7) e (3.8) na equação (3.5) chega-se ao tempo de resposta de um SFC:

$$t_{SFC} = \frac{e_{SFC}^2 \rho_{SFC} c_{T,SFC}}{k_{SFC}} \quad (3.9)$$

Analisando a equação (3.9), conclui-se que a espessura é o parâmetro que mais influi nos tempos de resposta de um SFC. Para que um sensor tenha baixo tempo de resposta ele deve ser fino e confeccionado com um material de alta condutividade térmica e baixa capacidade térmica.

Na maioria dos SFCs a diferença de temperatura é medida num plano transversal ao plano de medição do fluxo de calor. Nesse caso as junções dos termopares são posicionadas, intercaladamente, na superfície superior e inferior do SFC (Figura 3.3).

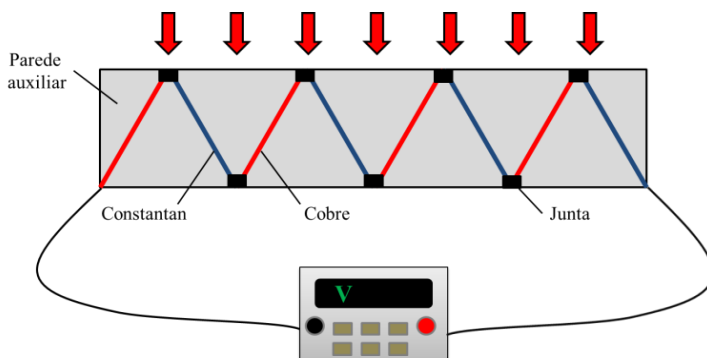


Figura 3.3- SFC a gradiente transversal de temperatura.

Porém existe uma classe de sensores, descrito em detalhes por Güths *et al.* (1995), chamados de sensores de fluxo de calor a gradiente tangencial, em que a medição de temperatura é feita em um plano tangencial ao plano de medição. Tal medição é possível devido ao desvio das linhas de fluxo de calor imposto pelo sensor. Esse desvio ocorre devido ao contato pontual entre a superfície isotérmica (camada externa do SFC) e sua parede auxiliar. Um esquema deste desvio das linhas de fluxo de calor é mostrado na Figura 3.4.

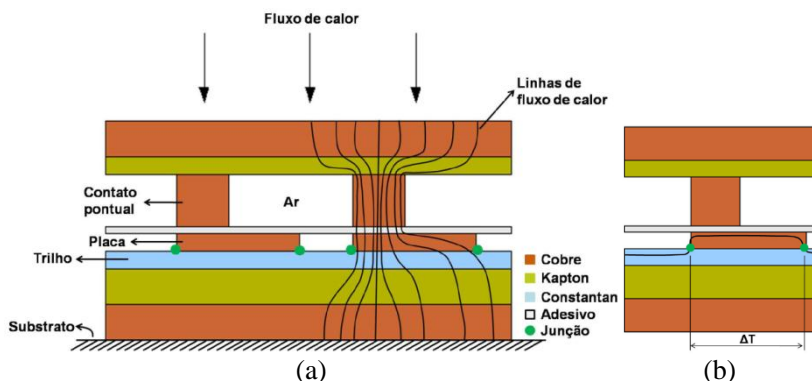


Figura 3.4- (a) Sensor de fluxo de calor a gradiente tangencial. (b) Detalhe da formação do termopar diferencial.

No presente trabalho foram utilizados SFCs obtidos de fornecedores comerciais, OMEGA e RdF, e outros do Laboratório de Meios Porosos e Propriedades Termofísicas (LMPT), do Departamento

de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina. Os sensores fornecidos por OMEGA e RdF medem a diferença de temperatura em um plano transversal ao plano de medição do fluxo de calor, possuindo também um termopar acoplado à sua estrutura para a medição da temperatura da superfície instrumentada. Nos sensores da OMEGA o termopar é do tipo K e nos da RdF é do tipo T. Os sensores fabricados pelo LMPT medem uma diferença de temperatura tangencial ao plano de medição do fluxo de calor, e não possuem termopar para a medição da temperatura da superfície. A Figura 3.5 ilustra os diferentes modelos de SFCs utilizados na instrumentação do compressor.

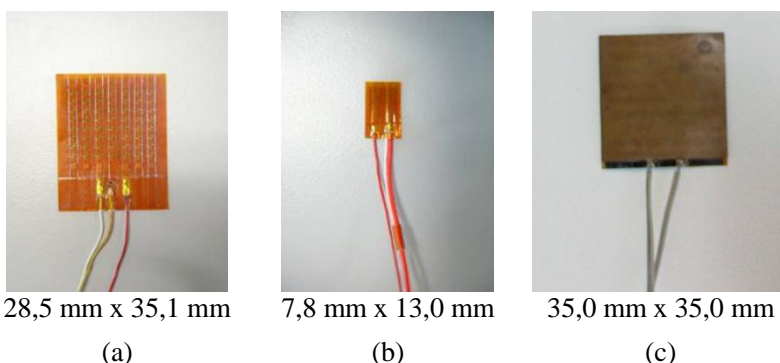


Figura 3.5- Modelos de SFCs empregados no presente trabalho. (a) OMEGA, (b) RdF e (c) LMPT.

Os sensores LMPT, ao contrário dos sensores comerciais, não são acompanhados com um certificado de calibração com o valor da sensibilidade do SFC. Portanto, deve-se realizar a calibração de todos os sensores. A calibração é de suma importância para a medição correta do fluxo de calor. Além disto, para uma medição de qualidade, deve-se também ter o controle sobre o procedimento de medição, objetivando assim diminuir as incertezas associadas aos resultados.

Diferentes métodos são utilizados na calibração de sensores de fluxo de calor. Um dos mais simples é o método simultâneo de calibração, que consiste na calibração simultânea de dois SFCs utilizando o fluxo de calor dissipado por uma resistência elétrica com dimensões idênticas aos transdutores. Um esquema da montagem é ilustrado na Figura 3.6.

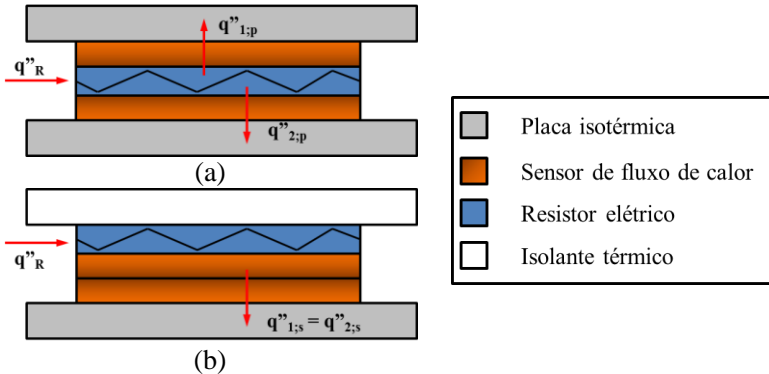


Figura 3.6- Esquema de montagem na técnica de calibração direta. (a) montagem na posição "em paralelo", (b) montagem na posição "em série".

O processo de calibração é feito em duas etapas. Em um primeiro momento, o resistor é instalado entre os dois sensores de fluxo de calor, como mostrado na Figura 3.6(a). Assim o fluxo de calor gerado pelo resistor, denominado de  $q''_R$ , deve atravessar os sensores 1 e 2 em direção às placas isotérmicas. Nesta configuração, um balanço de energia desconsiderando as fugas de calor pelas laterais fornece:

$$q''_R = q''_{1;p} + q''_{2;p} \quad (3.10)$$

onde  $q''_{1;p}$  e  $q''_{2;p}$  são os fluxos de calor que atravessam os sensores 1 e 2 na montagem em paralelo.

O fluxo de calor dissipado pelo resistor pode ser calculado através de:

$$q''_R = \frac{R_R i^2}{A_R} \quad (3.11)$$

onde  $R_R$  é o valor da resistência elétrica do resistor,  $i$  é a corrente elétrica que passa pelo resistor e  $A_R$  é a área do resistor, a qual é igual a área do SFC. O valor de  $R_R$  pode ser determinado através de uma medição a quatro fios. Esse tipo de medição consiste em se aplicar uma corrente elétrica, medi-la com um amperímetro e, simultaneamente, medir a queda de tensão no resistor, através de um voltímetro. Como a corrente que circula pelo voltímetro é quase nula, não ocorre queda de tensão nos fios que conectam o voltímetro ao resistor, sendo que a queda de tensão indicada pelo equipamento é praticamente igual à queda de

tensão real no resistor. Com o valor da tensão obtido pelo voltímetro e da corrente proveniente do amperímetro utiliza-se a lei de Ohm para calcular a resistência:

$$R_R = \frac{E_R}{i_A} \quad (3.12)$$

onde  $E_R$  é a queda de tensão no resistor fornecida pelo voltímetro e  $i_A$  é a corrente lida pelo amperímetro. Um esquema da medição de quatro fios é mostrado na Figura 3.7.

Já a corrente elétrica,  $i$ , pode ser medida durante o processo de calibração dos SFCs conectando um amperímetro em série ao circuito elétrico de alimentação do resistor, visto que para se alimentar o resistor uma fonte de tensão é utilizada.

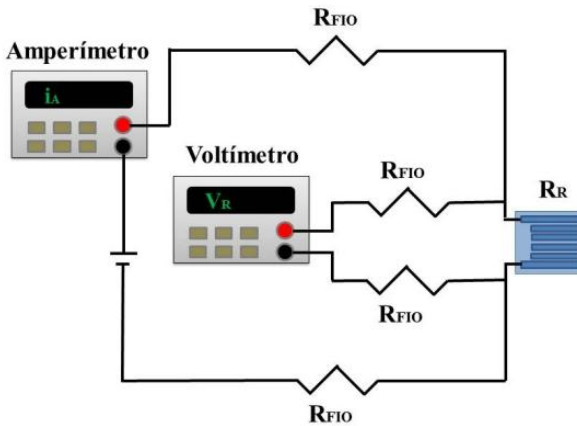


Figura 3.7- Circuito elétrico para medição a quatro fios da resistência elétrica de um resistor.

Substituindo as equações 3.4 e 3.11 na equação 3.10 se obtém:

$$\frac{R_R i^2}{A_R} = \frac{E_{1;P}}{S_1} + \frac{E_{2;P}}{S_2} \quad (3.13)$$

onde  $E_{1;P}$  e  $E_{2;P}$  são os sinais de tensão indicados pelos SFCs 1 e 2, respectivamente, na montagem em paralelo e  $S_1$  e  $S_2$ , as sensibilidades dos sensores. Com o uso apenas da equação 3.13 não é possível se

obterem os valores das sensibilidades. No entanto, uma equação adicional pode ser obtida ao se montarem os sensores de fluxo de calor em série com o resistor, conforme mostra a Figura 3.6(b).

A realização de um balanço de energia desconsiderando as fugas de calor pelas laterais dos sensores fornece a seguinte equação:

$$q''_{1;S} = q''_{2;S} \quad (3.14)$$

onde  $q''_{1;S}$  e  $q''_{2;S}$  se referem aos fluxos de calor que atravessam os SFCs 1 e 2 na montagem em série. Substituindo a equação 3.4 na equação 3.14, se obtém:

$$\frac{E_{1;S}}{S_1} = \frac{E_{2;S}}{S_2} \quad (3.15)$$

onde  $E_{1;S}$  e  $E_{2;S}$  são os sinais de tensão indicados pelos SFCs 1 e 2, respectivamente, na montagem em série. Com as equações 3.13 e 3.15 pode-se determinar as sensibilidades dos sensores:

$$S_1 = \frac{A_R \left( \frac{E_{2;P}}{E_{2;S}} E_{1;S} + E_{1;P} \right)}{R_R i^2} \quad (3.16)$$

$$S_2 = \frac{A_R \left( \frac{E_{1;P}}{E_{1;S}} E_{2;S} + E_{2;P} \right)}{R_R i^2} \quad (3.17)$$

Outra técnica, conhecida como calibração “*in situ*”, pode ser utilizada para calibrar esses sensores. Esse tipo de calibração consiste em primeiramente instalar os sensores sobre as regiões de interesse do compressor e então realizar a calibração no próprio local de medição. Um esquema desse tipo de montagem é mostrado na Figura 3.8.

Nota-se que a montagem é semelhante àquela apresentada na Figura 3.6, com a diferença de ser utilizado apenas um SFC já instalado no local de medição.

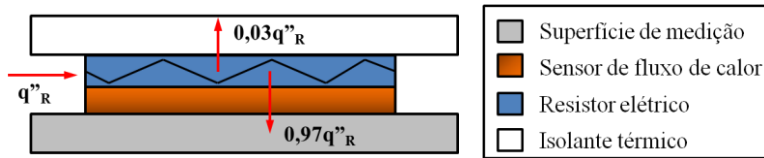


Figura 3.8- Calibração "in situ".

Inicia-se o processo de calibração induzindo um fluxo de calor pelo resistor,  $q''_R$ . Tal valor de fluxo de calor deve ser considerável para que a parcela de fuga de calor pelas laterais e fios do SFC seja de pouca relevância quando comparada com o valor total, sendo recomendável o uso de valores superiores a  $1000 \text{ W/m}^2$ . No presente trabalho, optou-se por gerar um fluxo de calor de  $4000 \text{ W/m}^2$ . Com o valor de  $q''_R$  definido, utiliza-se a técnica de medição a 4 fios para se obter a resistência do resistor. A área do resistor pode ser calculada com auxílio de um paquímetro. Com essas informações utiliza-se a equação 3.11 e calcula-se o valor da corrente elétrica que fornece o fluxo de calor desejado. Finalmente, monta-se um circuito com a fonte de alimentação do resistor ligada em série com um amperímetro e ajusta-se a tensão na fonte de modo que a corrente lida pelo amperímetro se iguale com o valor da corrente calculada.

Como a calibração é feita com apenas um sensor não é possível calcular a parcela de calor gerado pelo resistor que flui em direção ao isolante térmico, sendo necessário estimar essa parcela de fuga. Segundo experiências de calibrações similares realizadas no LMPT, estima-se que algo em torno de 3% do calor dissipado pelo resistor vá em direção ao isolante térmico que possui 1 cm de espessura. Portanto a sensibilidade do SFC é avaliada da seguinte expressão:

$$S = \frac{E}{0,97q''_R} \quad (3.18)$$

É importante salientar que o contato entre os sensores e o resistor de calibração é feito por uma fina camada de pasta térmica com o intuito de diminuir o efeito de resistência de contato. Já a fixação do sensor na superfície de medição é feita com uma cola epóxi, ou seja, o sensor não pode mais ser retirado após a fixação. O processo simultâneo de calibração exige que a cada etapa do processo, antes do posicionamento dos sensores, sejam aplicadas novas camadas de pasta térmica entre os contatos. Isso provoca alterações na resistência total do conjunto ao longo das etapas de calibração. No presente trabalho preferiu-se então



utilizar a calibração “*in situ*”. Essa técnica foi escolhida tanto devido ao menor número de montagens para realizar a calibração, como pelo fato de ser realizada na própria superfície de medição.

### 3.3 BANCADA DE CICLO QUENTE

Para a realização de testes em compressores geralmente adota-se uma bancada experimental para submetê-lo a condições de operação controladas. As condições de operação consistem em fixar determinados parâmetros de teste, tais como velocidade do compressor, pressões de evaporação e condensação, temperatura de sucção e temperatura do ambiente onde o compressor atuará. De fato, para permitir a análise, o controle das condições de operação do compressor é essencial.

A bancada experimental utilizada para a execução dos testes é denominada de bancada de ciclo quente e recebe esse nome pois o fluido refrigerante sempre trabalha na fase de vapor superaquecido. A Figura 3.9 mostra uma imagem da parte frontal da bancada, na qual se tem acesso ao compartimento em que o compressor é posicionado. Tal compartimento é usualmente denominado de BOX e apresenta as respectivas dimensões para altura, largura e comprimento (44,5 cm x 45,0 cm x 48,0 cm).



Figura 3.9- Visão frontal da bancada de ciclo quente.

A Figura 3.10 representa, em um diagrama pressão-entalpia (p-h), um ciclo convencional de refrigeração (1-2-3-4-5-6-1) e um ciclo quente (2-3-4-5-2). Nota-se que a curva 3-4 está presente em ambos os ciclos e refere-se ao processo de compressão do fluido refrigerante. Além do processo de compressão no ciclo quente, existe um processo de resfriamento a alta pressão (4-5), uma expansão (5-2) e um processo de aquecimento a baixa pressão (2-3).

Ao invés de utilizar apenas um dispositivo de expansão, a bancada de ciclo quente do presente trabalho utiliza dois dispositivos de expansão, existindo assim um nível de pressão intermediário. Isso é feito pelo fato de que um sistema com apenas duas pressões fica muito acoplado e sensível a mudanças nos valores de pressão em qualquer ponto, dificultando a obtenção de uma condição estável de teste. A linha de pressão intermediária atua como um reservatório de gás (pulmão), e durante o ajuste das válvulas não permite que as pressões de sucção e descarga afetem uma a outra tão intensamente. A Figura 3.11 mostra em um diagrama os dois ciclos quentes comentados. O ciclo quente convencional é representado pelo ciclo 1-2-3-5-1 e o ciclo quente com duas válvulas de expansão pelo ciclo 1-2-3-4-5'-6-1.

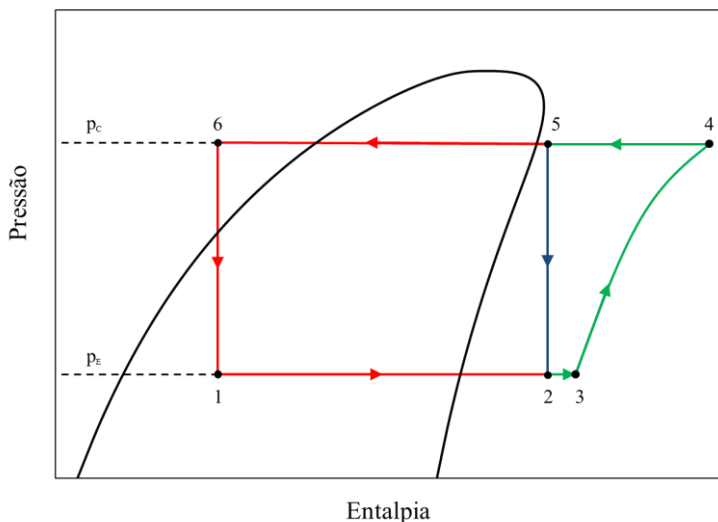


Figura 3.10- Diagrama p-h mostrando um ciclo convencional de refrigeração e o ciclo quente.

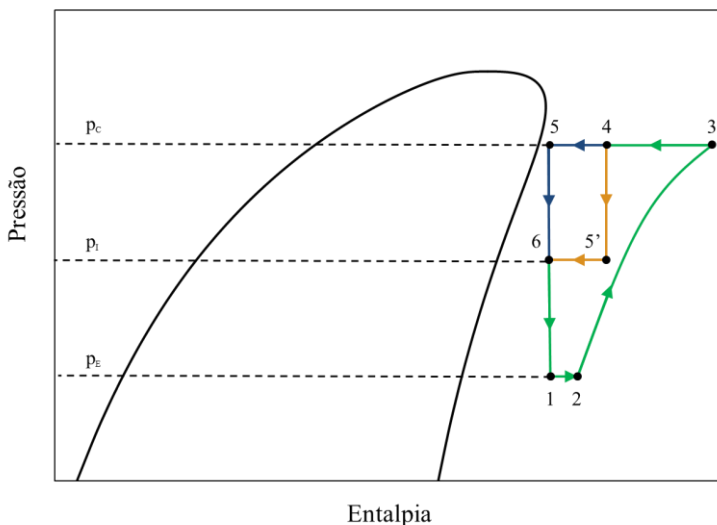


Figura 3.11- Diagrama p-h mostrando um ciclo quente com um dispositivo de expansão e um com dois dispositivos de expansão.

Além do compressor e das válvulas de expansão, outros equipamentos estão presentes na bancada experimental com a função de realizar a leitura e o controle de parâmetros de interesse no teste. As medições consistem em medidas de pressão, de temperatura, de fluxo de massa e de potência elétrica do compressor.

A Figura 3.12 mostra uma fotografia da bancada de ciclo quente e a Figura 3.13 identifica os componentes presentes no circuito da bancada listados a seguir.

#### a) Componentes que definem o ciclo

- C – Compressor;
- V – Ventilador;
- VES – Válvulas de expansão da sucção;
- VED – Válvulas de expansão da descarga;
- TC – Trocador de calor;
- MVM – Medidor de vazão de massa.

### b) Componentes de medição

- PS – Transmissor de pressão da sucção;
- PD – Transmissor de pressão da descarga;
- TS – Termoresistência da linha de sucção;
- TI – Termopar da linha intermediária;
- TB – Termoresistência do BOX.

### c) Componentes de controle

- CPS – Controlador PID da pressão de sucção;
- CPD – Controlador PID da pressão de descarga;
- CTS – Controlador PID da temperatura da linha de sucção;
- CTI – Controlador PID da temperatura da linha intermediária;
- CTB – Controlador PID da temperatura do BOX;
- TES – Traceamento elétrico na linha de sucção;
- TEI – Traceamento elétrico na linha intermediária;
- TEB – Traceamento elétrico no BOX.



Figura 3.12- Circuito do fluido na bancada de ciclo quente.

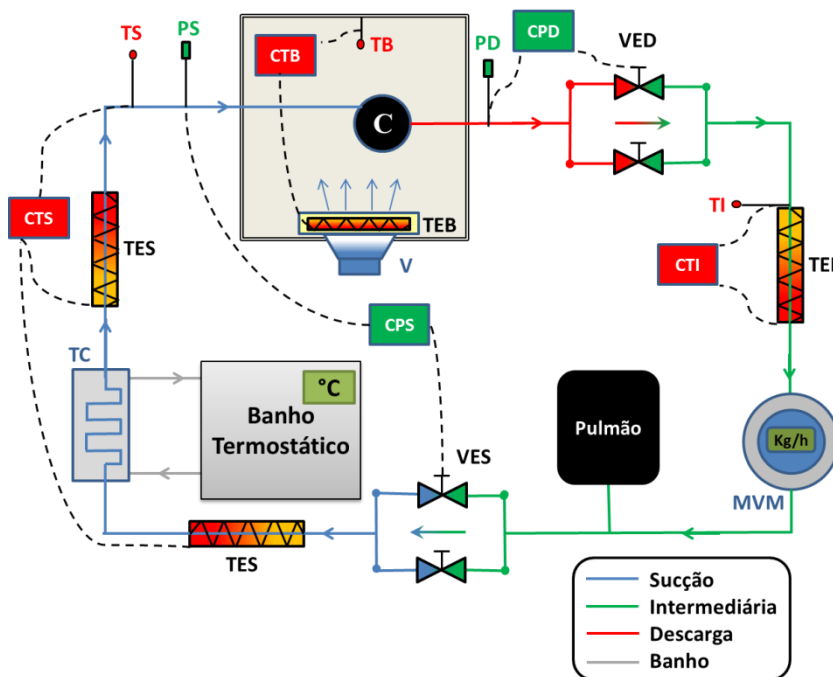


Figura 3.13- Esquema do circuito do fluido na bancada de ciclo quente.

Na bancada de ciclo quente, o fluido refrigerante inicialmente na condição de vapor superaquecido à baixa pressão entra no compressor e sai à alta pressão após a compressão. O fluido segue então em direção ao primeiro conjunto de válvulas de expansão, denominadas válvulas de expansão da descarga, alcançando uma pressão intermediária. Na sequência, o fluido passa por um segundo conjunto de válvulas de expansão, denominadas válvulas de expansão da sucção, atingindo então a pressão de sucção. Por fim, o fluido segue em direção ao compressor, completando o ciclo.

### 3.4 MEDIÇÃO E CONTROLE DAS PRESSÕES E TEMPERATURAS

A bancada tem as suas pressões de sucção e de descarga ajustadas a partir das válvulas de expansão da sucção (VES) e da descarga (VED). Essas válvulas são servomotores conectados a controladores PID (*proportional-integral-derivative*), identificados por CPS e CPD na

Figura 3.13, os quais controlam o sentido e a velocidade de rotação dos servomotores. Além disto, os controladores leem dados de pressão instantânea, a partir de transmissores de pressão instalados nas linhas de sucção (PS) e de descarga (PD), e os comparam com um determinado valor de referência (*setpoint*) informado ao controlador. A partir dessa leitura comparativa os servomotores são acionados para que se possa atingir a condição de pressão imposta pelo *setpoint*. Os valores de *setpoint* são geralmente as pressões de sucção e de descarga definidas pela condição de operação do compressor.

Em relação à temperatura, existem dois pontos no ciclo onde se deseja atuar no controle da temperatura. O primeiro é junto à entrada do compressor. O controle de temperatura nesse ponto é justificado pela condição de operação visto que o seu estado termodinâmico deve ser bem definido durante o processo. O segundo ponto é na linha de pressão intermediária, a fim de garantir que não exista escoamento bifásico nas válvulas e no medidor de vazão de massa. Segundo Dutra (2008), a presença de líquido e vapor ao escoar por uma válvula proporciona um fluxo de massa instável devido à diferença de densidade entre as duas fases, e esta instabilidade afeta as pressões dificultando o seu controle.

O controle de temperaturas é feito analogamente ao controle de pressões. A temperatura na linha de sucção é medida por uma termoresistência (TS) e a da linha de pressão intermediária por um termopar (TI). Esses sensores transmitem os valores instantâneos de temperatura medidos aos controladores PID, CTS e CTI, os quais são comparados com os valores de *setpoint* estipulados previamente. Dependendo da comparação, o controlador envia um sinal ao traceamento elétrico, instalado nessas duas linhas (TES e TEI), para intensificar ou diminuir o nível de aquecimento na região em questão. Com o objetivo de se controlar mais adequadamente a temperatura a montante da sucção do compressor, foi instalado um trocador de calor (TC) que é alimentado com água à temperatura controlada por um banho termostático. Utilizou-se desse trocador de calor, pois o mesmo auxilia na estabilização rápida da temperatura.

A temperatura no interior do BOX, compartimento onde o compressor é inserido na bancada calorimétrica, é medida por uma termoresistência (TB) fixada no teto do compartimento. Um controlador PID (CTB), com base na medição de temperatura feita pelo sensor, atua em uma resistência (TEB) inserida em um difusor metálico. Este está localizado em frente a um pequeno ventilador (V) que sopra o ar para o restante do compartimento.

A Figura 3.14 mostra, em detalhe, alguns dos componentes citados e pertencentes à bancada de ciclo quente. Na Figura 3.14(a) podem ser observados: 1- transmissor de pressão da sucção (PS); 2- transmissor de pressão da descarga (PD); 3- válvulas de expansão da sucção (VES). Já na Figura 3.14(b), identificam-se: 1- válvulas de expansão da descarga (VED); 2- traceamento elétrico na linha de sucção (TES); 3- termoresistência da linha de sucção (TS); 4- trocador de calor (TC).

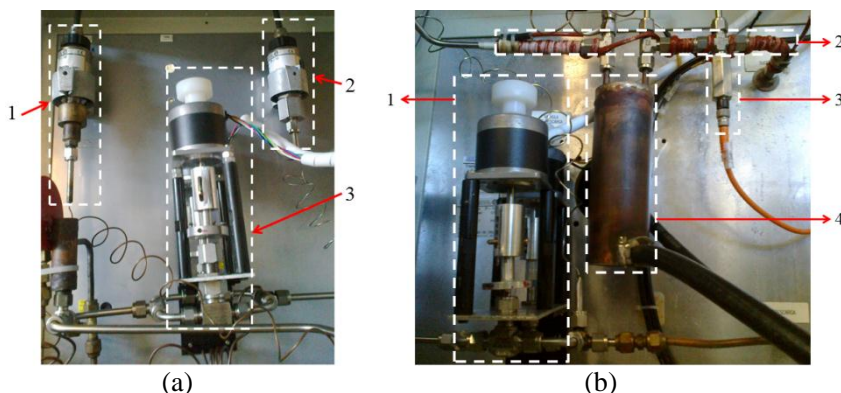


Figura 3.14- Componentes pertencentes à bancada de ciclo quente.

### 3.5 MEDIÇÃO DE VAZÃO MÁSSICA E POTÊNCIA CONSUMIDA PELO COMPRESSOR

A vazão de massa no ciclo quente é medida através de um transdutor (MVM) do tipo Coriolis da marca Rheonik, composto por uma unidade de medição e uma unidade eletrônica.

A unidade de medição é conectada em série ao circuito da bancada de ciclo quente e os dados obtidos pelo sensor são transmitidos, através de um cabo, à unidade eletrônica. Esta unidade possui um display que mostra o fluxo de massa instantâneo, em kg/h. O sinal de saída digital é levado então para o computador responsável pela aquisição de dados.

A medição de potência elétrica consumida pelo compressor é realizada por um transdutor de potência ativa, modelo 2285A da Yokogawa, ligado na linha de alimentação do compressor. A Figura

3.15 e a Figura 3.16 ilustram, respectivamente, o medidor de vazão de massa e o transdutor de potência.



(a)



(b)

Figura 3.15- Medidor de vazão de massa. (a) Unidade de medição. (b) Unidade eletrônica.



Figura 3.16- Foto do transdutor de potência utilizado.

### 3.6 SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE SINAIS

Utilizam-se sistemas de aquisição de sinais para adquirir os sinais provenientes dos SFCs e dos termopares instrumentados no interior do



compressor, além dos sinais dos demais instrumentos da bancada de ciclo quente, como pressão, temperatura, vazão e consumo de energia do compressor. Os sistemas de aquisição são formados por equipamentos da *National Instruments* (NI) e gerenciados por um programa preparado com o software *Labview*. Tal programa foi elaborado a partir de bibliotecas desenvolvidas no Laboratório de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica (POLO), do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.

O sistema de aquisição possui os seguintes componentes:

- Uma placa de aquisição PCI-6284 com resolução de 18 bits e 32 canais de entrada de dados analógicos;
- Um chassi para acomodação de módulos, modelo SCXI 1000, conectada à placa de aquisição;
- Módulos condicionadores de sinais de 32 canais, com filtro passa baixa de 2 Hz, modelo SCXI 1102;
- Blocos conectores, modelo SCXI 1303, contendo termistor para compensação de junta fria;
- Computador com processador Intel Core 2 Duo de 2,93 GHz com 4 GB de memória RAM.

A Figura 3.17 mostra o chassi SCXI 1000 e os blocos conectores.



Figura 3.17- Equipamentos de aquisição de sinais.



## 4 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Após a apresentação da bancada de ciclo quente e dos equipamentos que a compõem, o presente capítulo é destinado à descrição do procedimento experimental. Inicialmente será abordada a instrumentação do compressor, com termopares e sensores de fluxo de calor (SFC). Posteriormente será descrito o procedimento de teste, relatando a preparação da bancada, a execução dos testes e, por final, o tratamento dos dados obtidos.

### 4.1 INSTRUMENTAÇÃO DO COMPRESSOR

O compressor utilizado para a realização dos testes é fabricado pela EMBRACO para aplicações LBP (*Low Back Pressure*), como é o caso de refrigeração doméstica e comercial leve. A condição LBP busca representar aplicações com baixa temperatura de evaporação (de  $-35^{\circ}\text{C}$  até  $-10^{\circ}\text{C}$ ), relacionadas a baixas pressões de evaporação. O compressor trabalha com R134a como fluido refrigerante e RL 5H Plus como óleo lubrificante, com tensão de alimentação de 110V e frequência de operação de 60 Hz. Este modelo de compressor foi escolhido em função do grande número de estudos em que foi objeto de análise.

Os sensores de fluxo de calor (SFC) e termopares foram posicionados em diversas regiões do compressor. O estudo foi iniciado pela carcaça do compressor e posteriormente foi estendido ao *kit* mecânico. O *kit* do compressor é o conjunto mecânico formado por diversos componentes do compressor, tais como *muffler* de sucção, *muffler* de descarga, cilindro e motor.

#### 4.1.1 Instrumentação da carcaça

A instrumentação da carcaça consiste em fixar SFCs e termopares em diversas regiões, nas quais são então obtidas medições de fluxos de calor locais e temperaturas. Para cada região da carcaça foi instalado um sensor de fluxo de calor na superfície interna e outro na superfície externa.

O processo de instrumentação foi dividido em duas carcaças. Em uma delas, instrumentou-se somente a tampa da carcaça e na outra apenas as partes lateral e inferior. A divisão da instrumentação visa à diminuição de fios no interior do compressor, os quais quando em

excesso podem interferir no escoamento de óleo promovido pelo sistema de bombeamento e, assim, descaracterizar a troca de calor entre o óleo e a carcaça.

Na tampa da carcaça foram instalados SFCs fabricados pelo LMPT. Como tais sensores não apresentam termopares acoplados a sua estrutura foi necessário instrumentar separadamente termopares para também medir a temperatura de cada superfície instrumentada com os SFCs.

A Figura 4.1 e a Figura 4.2 mostram os sensores de fluxo de calor instrumentados na superfície interna e externa da tampa da carcaça. Nas figuras são também destacadas as localizações dos termopares na superfície da carcaça próxima a cada sensor de fluxo de calor, e do termopar para medir a temperatura do gás no ambiente interno do compressor.

Como mostram as figuras, três regiões foram selecionadas para fixar os sensores nas superfícies interna e externa:

**i1** – Tampa interna *muffler* de descarga;

**i2** – Tampa interna centro;

**i3** – Tampa interna difusor de ar.

**e1** – Tampa externa *muffler* de descarga;

**e2** – Tampa externa centro;

**e3** – Tampa externa difusor de ar.

A nomenclatura “*muffler* de descarga” se deve ao fato de que tal sensor foi posicionado na região da superfície próxima ao *muffler* de descarga do compressor. Já “difusor de ar” se refere à superfície externa da carcaça sobre a qual é direcionado o fluxo de ar proveniente do ventilador instalado no interior do BOX.

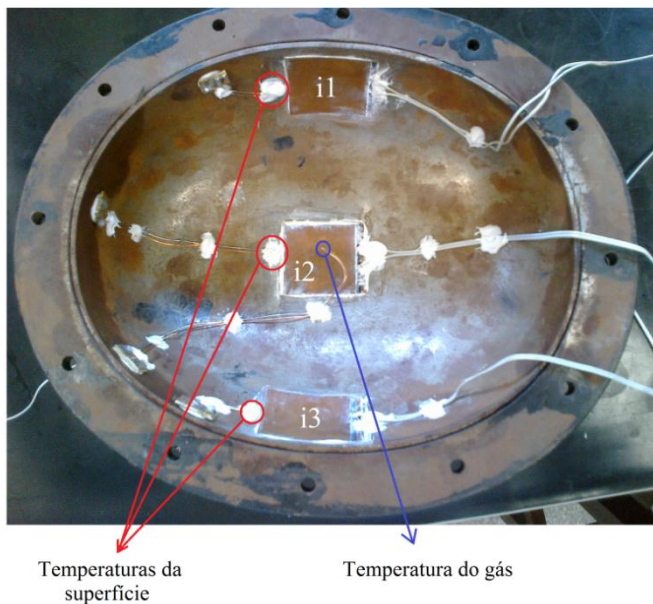


Figura 4.1- SFCs e termopares instalados na superfície interna da tampa da carcaça.

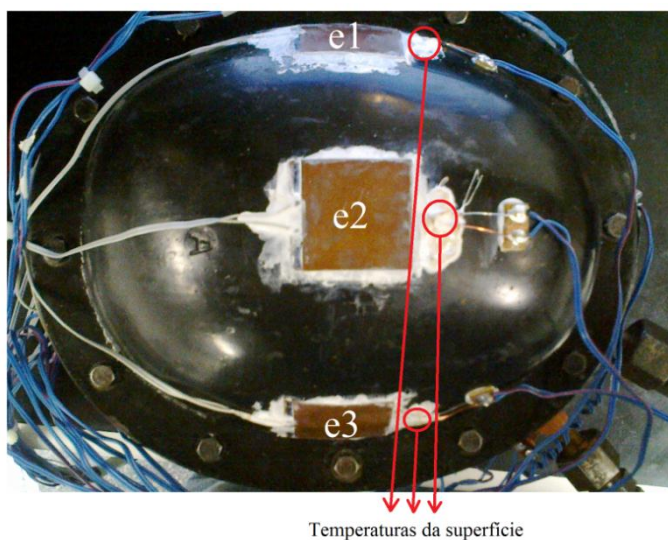


Figura 4.2- SFCs e termopares instalados na superfície externa da tampa da carcaça.

Na parte lateral e inferior da segunda carcaça foram utilizados sensores comerciais da empresa OMEGA, modelo HFS-4, os quais possuem termopares acoplados à sua estrutura.

A Figura 4.3 e a Figura 4.4 mostram os sensores da OMEGA instrumentados na superfície interna e externa da parte inferior da carcaça e distribuídos em três regiões:

**i4** – Lateral interna *muffler* de descarga;

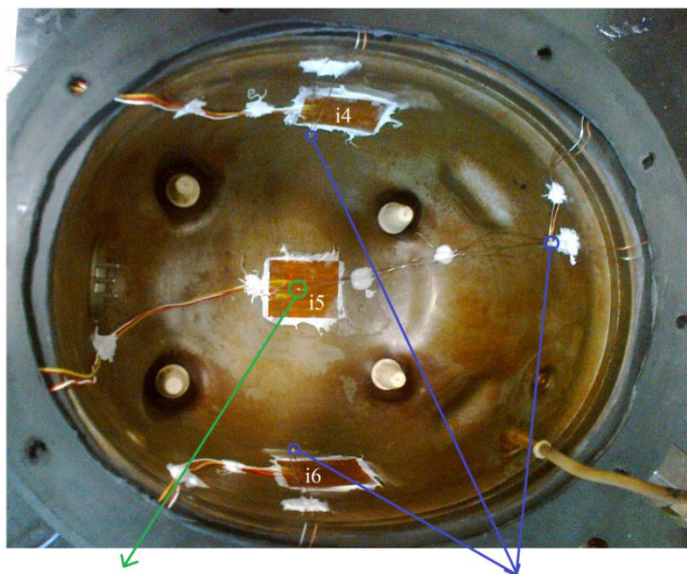
**i5** – Fundo interna;

**i6** – Lateral interna difusor de ar.

**e4** – Lateral externa *muffler* de descarga;

**e5** – Fundo externa;

**e6** – Lateral externa difusor de ar.



Temperatura do óleo

Temperaturas do gás

Figura 4.3- SFCs e termopares instrumentados na superfície interna da parte inferior da carcaça.

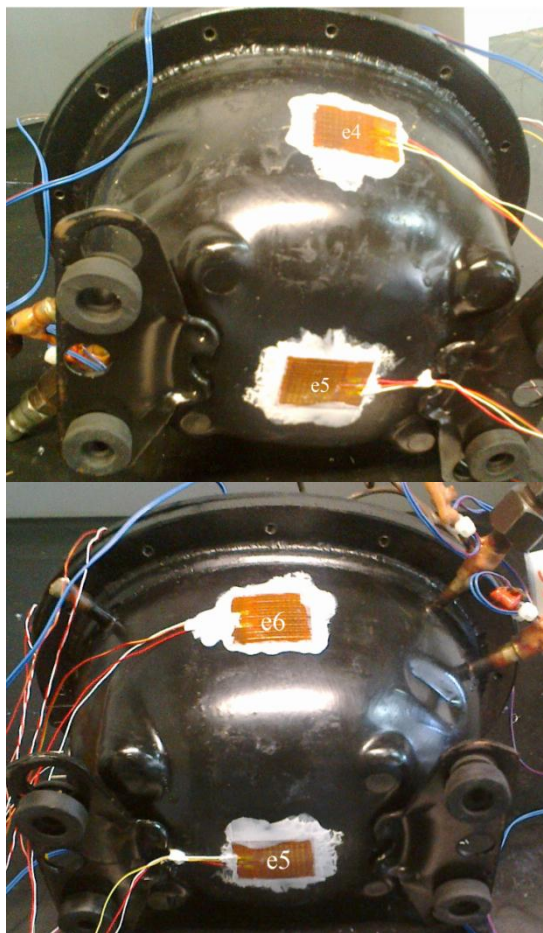


Figura 4.4- SFCs instalados na superfície externa da parte inferior da carcaça.

Os sensores foram fixados na superfície com auxílio de uma cola epóxi, denominada OMEGABOND 101, comercializada pela empresa OMEGA. Tal cola é adequada, pois não reage com o óleo lubrificante utilizado no compressor, pode ser submetida a uma ampla faixa de temperaturas (entre  $-55^{\circ}\text{C}$  e  $105^{\circ}\text{C}$ ) e apresenta uma boa condutividade térmica ( $k \cong 1 \text{ W}/(\text{m.K})$ ). A fixação do sensor consiste na aplicação de uma fina camada da cola entre a superfície e o SFC, seguida de um tempo de cura de 24 horas.

Após a instrumentação dos sensores da superfície externa da carcaça, estes foram pintados com uma tinta spray de mesma cor da carcaça. Isso foi feito, pois a presença do transdutor altera a troca de calor por radiação devido à diferença entre a sua emissividade térmica e a da superfície da carcaça. Com a aplicação da tinta preta, busca-se aproximar os valores de emissividade da superfície do sensor e da carcaça, obtendo-se assim um valor de fluxo de calor mais próximo da realidade. Esse cuidado foi tomado, pois segundo Dutra (2008), a parcela de troca de calor por radiação se situa acima de 30% do total de calor trocado na região externa da carcaça.

Termopares também foram instrumentados em algumas regiões do ambiente interno da carcaça para medir a temperatura do gás ao longo do teste. Na carcaça com a tampa instrumentada, três termopares foram utilizados para realizar as medições de temperatura do gás. Um entre o centro da tampa da carcaça e o *kit* mecânico (Figura 4.1), e outros dois entre as laterais da tampa (instrumentadas com os sensores) e o *kit* mecânico. Um termopar adicional foi colocado no cárter do compressor para medição da temperatura do óleo. Na carcaça com as superfícies lateral e inferior instrumentadas também foram utilizados três termopares para a medição da temperatura do gás (dois próximos aos sensores instalados nas laterais da carcaça e um próximo ao *muffler* de sucção) e um termopar para a medição da temperatura do óleo presente no cárter do compressor (Figura 4.3).

A partir das leituras desses termopares foram caracterizadas cinco temperaturas de referência para o ambiente interno (AI), descritas a seguir:

- AI1** – Ambiente interno tampa;
- AI2** – Ambiente interno *muffler* de descarga;
- AI3** – Ambiente interno *muffler* de sucção;
- AI4** – Ambiente interno difusor de ar;
- AI5** – Ambiente interno óleo.

Deve ser mencionado que também foram instrumentados termopares no interior dos passadores de sucção e descarga de ambas as carcaças.

#### **4.1.2 Instrumentação do *kit* mecânico**

Assim como foi realizado com a carcaça do compressor, a instrumentação do *kit* mecânico também foi dividida em duas peças



distintas. Em uma delas, instrumentou-se apenas o motor elétrico e o *muffler* de sucção e no outro *kit* mecânico sensores de fluxo de calor foram instrumentados nas regiões do cilindro e da câmara de descarga.

A instrumentação do *kit* mecânico foi feita com sensores da OMEGA e também com sensores da RdF, estes utilizados em regiões de menores dimensões.

A Figura 4.5 e a Figura 4.6 mostram as regiões do estator e do *muffler* de sucção instrumentadas com os sensores de fluxo de calor, identificadas da seguinte forma:

- es1** – estator *muffler* de descarga;
- es2** – estator *muffler* de sucção;
- es3** – estator difusor de ar;
- ms1** – *muffler* de sucção frontal;
- ms2** – *muffler* de sucção traseiro.

A utilização de um sensor da RdF na região estator *muffler* de sucção (es2) foi devido a presença de ranhuras nessa região que impossibilitaram o uso de um sensor da OMEGA.

Na instrumentação das regiões do *muffler* de descarga, do cilindro e da tampa da câmara de descarga também foram utilizados sensores da RdF, como ilustra a Figura 4.7 e a Figura 4.8. As regiões instrumentadas foram assim denominadas:

- md1** – *muffler* de descarga Volume 1 externo;
- md2** – *muffler* de descarga Volume 2 externo;
- md3** – *muffler* de descarga Volume 1 interno;
- md4** – *muffler* de descarga Volume 2 interno;
- c1** – cilindro lateral *muffler* de descarga;
- c2** – cilindro lateral difusor de ar;
- c3** – cilindro superior;
- td1** – tampa da câmara de descarga.

A nomenclatura “externo” e “interno” para os volumes da câmara de descarga se referem, respectivamente, as superfícies dos volumes voltadas para a carcaça do compressor, e as superfícies dos volumes voltadas para o mecanismo de acionamento.

Após a descrição das regiões instrumentadas no compressor é importante destacar os aspectos críticos observados no processo de instrumentação.

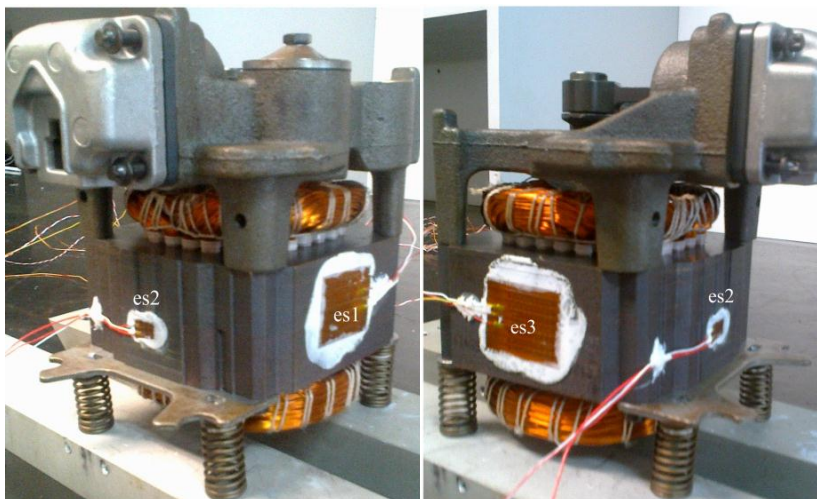


Figura 4.5- Sensores instalados na região do estator.

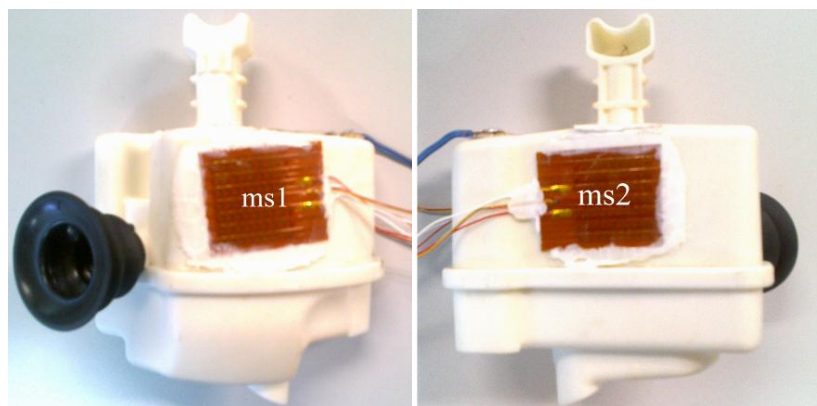


Figura 4.6- Sensores instalados no *muffler* de sucção.

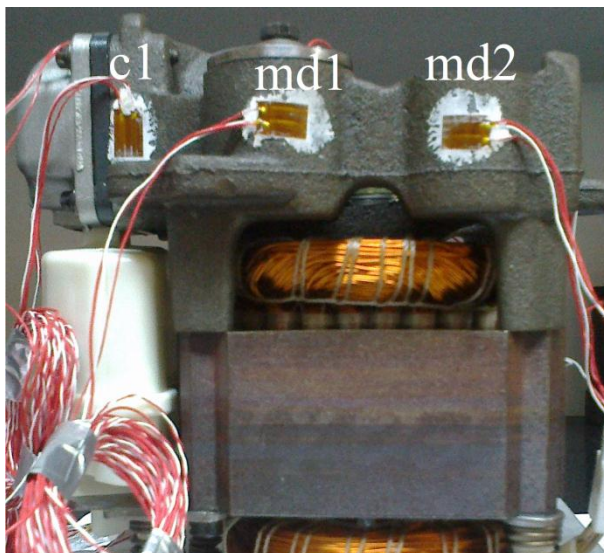


Figura 4.7- Sensores instalados nos volumes do *muffler* de descarga e na lateral do cilindro.

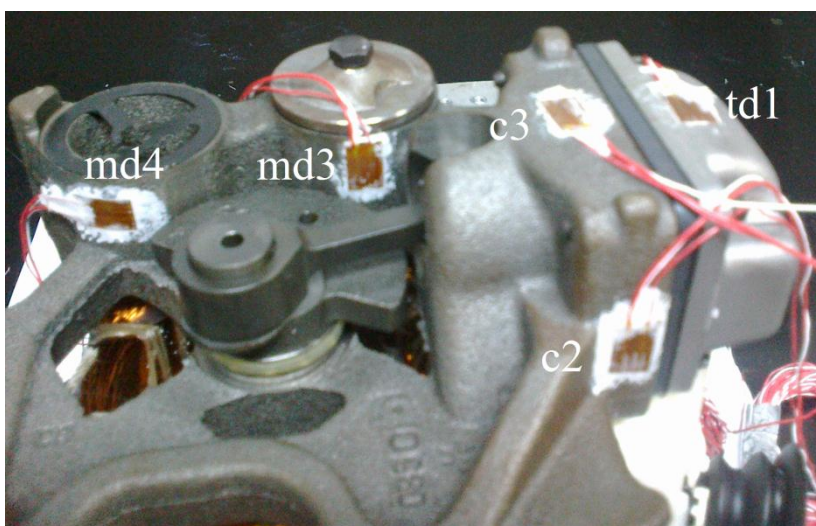


Figura 4.8- Sensores instalados no *muffler* de descarga, cilindro e tampa da câmara de descarga.

### 4.1.3 Aspectos críticos da instrumentação

A instrumentação do compressor deve ser realizada com muito cuidado, especialmente na fixação dos sensores de fluxo de calor junto às superfícies de interesse. Durante o processo de fixação dos SFCs deve-se evitar a presença de resistência de contato entre a superfície do sensor e da região de medição. Isso é alcançado com a utilização da cola epóxi, descrita anteriormente, que além de fixar o sensor minimiza a resistência de contato.

Os sensores que necessitaram maior atenção foram os fornecidos pela OMEGA, pois apresentam ranhuras em sua superfície oriundas do seu processo de fabricação. Essas ranhuras se não preenchidas adequadamente com o adesivo epóxi podem, no processo de instalação dos sensores na superfície de medição, enclausurar um volume de ar. Como o ar é um excelente isolante térmico, a sua presença induz um desvio nas linhas de fluxo de calor que atravessam o sensor ocasionando uma medição errônea do fenômeno físico.

A presença de cola para fixar e minimizar a resistência de contato é necessária, porém uma quantidade excessiva pode criar um acréscimo significativo da resistência térmica de condução no SFC e descaracterizar o fluxo de calor local devido a presença do próprio SFC.

Outro fator que merece cuidado durante a instrumentação é o posicionamento dos fios no interior do compressor. Estes são conduzidos ao interior do compressor através de uma união por meio de flanges, que conecta a tampa com a parte inferior da carcaça. Entre os flanges é acomodado um par de juntas de borracha, de forma a garantir a não deterioração das fiações que passam entre as juntas devido à pressão de aperto dos parafusos. À medida que os flanges são aparafusados, as juntas de borracha se deformam, garantindo uma boa vedação ao compressor. Além disto, uma fina camada de gel de silicone é aplicada entre os fios e as juntas para ajudar ainda mais na vedação.

Como comentado anteriormente na introdução desse documento, o óleo atua diretamente sobre a distribuição de temperaturas dos componentes do compressor. O óleo acumulado no cárter é admitido na bomba de óleo e levado até a região superior do compressor onde atinge a parede interna da tampa da carcaça. Parte desse óleo escoar sobre os componentes do compressor que forma o *kit* e outra parte escoar ao longo das paredes da carcaça, ambas alcançando o cárter novamente.

Diante desses fatores, o correto posicionamento dos fios no interior do compressor é essencial para a não obstrução do escoamento do óleo nas regiões próximas aos sensores. Um fio mal posicionado

pode distorcer o filme de óleo que escoa sobre determinado sensor descaracterizando a medição naquela região.

## 4.2 PROCEDIMENTO DE TESTE

Antes da execução dos testes, algumas ações preliminares devem ser realizadas. Após ser instrumentado, o compressor é inserido no BOX da bancada e conectado ao sistema de ciclo quente através dos seus passadores de sucção e descarga. Posteriormente conecta-se uma bomba de vácuo ao sistema, retirando-se o ar presente no seu interior, até a pressão interna atingir um nível menor do que 0,1 mbar. Finalmente realiza-se a injeção de carga de fluido refrigerante.

O fluido refrigerante R134a é comercializado na forma comprimida em cilindros. Quando o cilindro é conectado ao sistema, a carga de fluido se dá pela diferença de pressão entre o interior do cilindro e o sistema. A carga é aplicada ao sistema até que sua pressão equalize com a do cilindro, chegando em níveis próximos de 4,5 bar.

Finalizada a etapa de suprimento de carga de fluido refrigerante, podem-se iniciar os testes, informando primeiramente ao programa de aquisição de sinais a condição de operação do teste a ser realizado. Os parâmetros que são controlados durante um teste, apresentados no Capítulo 3, apresentam tolerâncias como informa a Tabela 4.1.

Tabela 4.1- Tolerâncias aceitáveis para a aquisição de sinais.

	Tolerância
Pressão de Sucção [bar]	$\pm 1 \%$
Pressão de Descarga [bar]	$\pm 1 \%$
Temperatura linha de sucção [°C]	$\pm 0,5^{\circ}\text{C}$
Temperatura linha intermediária [°C]	$\pm 2,0^{\circ}\text{C}$
Temperatura BOX [°C]	$\pm 0,5^{\circ}\text{C}$

Nota-se pela tabela que a temperatura da linha intermediária não necessita de um controle tão rigoroso, visto que esse parâmetro não define a condição de operação. Isto não é o caso das demais variáveis (pressões de sucção e descarga, temperaturas da linha de sucção e do BOX) e assim as mesmas precisam de um maior controle.

O arquivo de leitura da condição de operação apresenta duas informações importantes. A primeira indica as pressões de sucção e de descarga que serão utilizadas na operação do compressor, estas

relacionadas às temperaturas de evaporação e condensação, respectivamente. No presente estudo foi utilizada uma condição de operação de  $(-21^{\circ}\text{C}/40^{\circ}\text{C})$ , fornecendo pressões de sucção e de descarga iguais a 1,272 bar e 10,17 bar, respectivamente. A segunda informação do arquivo se refere aos períodos de tempo em que o compressor deve ficar ligado e desligado, caracterizando um ciclo de operação do tipo liga-desliga (em inglês, comumente referenciado como ON/OFF). No presente trabalho empregaram-se duas condições de ON/OFF: (12min ligado/ 15min desligado) e (25min ligado/ 30min desligado).

Este tipo de teste onde o compressor fica alternando entre o modo ligado e desligado é denominado de teste cíclico. O tempo total de um ciclo corresponde ao intervalo de tempo transcorrido desde o ligamento inicial, passando pelo período de desligamento, até o compressor ligar novamente.

No teste cíclico as pressões nas linhas de sucção e de descarga são controladas a partir das válvulas de expansão, como explicado no Capítulo 3, dentro de uma tolerância estabelecida (Tabela 4.1). Por outro lado, a pressão do sistema tende a se equalizar quando o compressor é desligado. Percebe-se então que a pressão deve se comportar como uma onda quadrada, variando da pressão equalizada até a pressão da condição de operação imposta quando o compressor é ligado e vice-versa quando o compressor é desligado.

A Figura 4.9 mostra as variações ideal e real da pressão de descarga durante um teste cíclico. A denominação “ideal” se refere ao comportamento que se deseja alcançar, ou seja, a onda quadrada de pressão. Já a denominação “real” está ligada ao atingido com o controle das válvulas de expansão da bancada de ciclo quente. É possível notar que a curva da pressão segue satisfatoriamente bem a onda quadrada definida pela condição de operação. Nota-se que a maior diferença entre as curvas acontece no momento em que o compressor é ligado, destacado na figura pelo círculo tracejado azul. O pico destacado ocorre por causa da grande diferença entre os patamares de pressão estabelecidos para os tempos de ligado e desligado. Assim as válvulas de expansão são acionadas bruscamente para atingir o patamar de pressão almejado.

Portanto, no processo de controle de pressão, necessita-se de um intervalo de tempo no início de cada ciclo para que as pressões atinjam a condição de operação desejada. Após esse intervalo a pressão permanece estabilizada até que o compressor desligue.

Devido à necessidade desse período para estabilizar as pressões nas linhas, as medições de fluxo de calor e temperatura realizadas durante esse intervalo de tempo são desconsideradas.

Assim como a pressão, a temperatura da linha de sucção é definida pela condição de operação e também necessita de um período para se estabilizar no início de cada ciclo.

Com base nos resultados dos testes definiu-se um intervalo de tempo de 80 segundos no início de cada ciclo ao longo do qual as medições são desconsideradas. Assim é garantindo que as medições apresentadas de temperatura e fluxo de calor, foram obtidas na condição de operação.

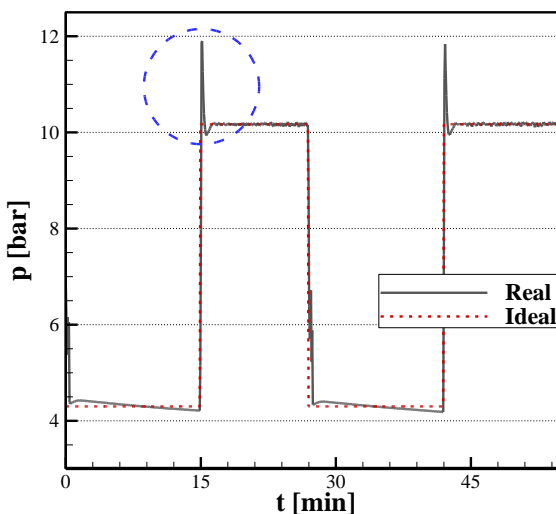


Figura 4.9- Comportamento da pressão de descarga durante um teste cíclico.

Após a leitura da condição de operação pelo programa de aquisição de dados e o acionamento da chave geral da bancada, inicia-se a leitura dos dados fornecidos tanto pelos componentes da bancada (pressões de sucção e descarga, temperatura da linha de sucção, linha intermediária e BOX, potência consumida e fluxo de massa), quanto pelos termopares e sensores de fluxo de calor instrumentados no compressor.

Como o teste é iniciado com o compressor “frio”, há uma grande variação nas medições de temperaturas e fluxos de calor nos primeiros ciclos de um teste. Assim, apenas após alguns ciclos é que se observa a repetição das grandezas medidas, ou seja, os ciclos passam a ser muito

semelhantes. Por exemplo, no caso de um teste com tempo de ON/OFF igual a (12min/15min) foram necessários 5 ciclos para começar a se obter uma repetitividade dos ciclos. Quando esse regime cíclico é alcançado, utilizam-se os três ciclos seguintes, e obtém-se um ciclo médio, que representa o resultado de um teste.

Decidiu-se também realizar os testes de diferentes condições ON/OFF em sequência, aproveitando a condição térmica do final de um teste como condição inicial de outro. Neste procedimento, a condição de (12min/15min) foi testada primeiro, a condição de (25min/30min) na sequência e a condição térmica estabilizada por último. A condição de estabilização térmica é alcançada quando as temperaturas dos diversos componentes não variam mais com o tempo, obtendo-se então uma média dos dados adquiridos pelo sistema de aquisição ao longo de 45 minutos.

Cada condição de teste foi repetida cinco vezes, e antes de cada repetição o compressor foi aberto, a fim de verificar o posicionamento da fiação dos sensores. Após esta inspeção, fecha-se novamente o compressor, efetuam-se os procedimentos de retirada de ar do interior do sistema, aplicando então a carga de fluido refrigerante, como já descrito anteriormente.

Finalizados os testes, inicia-se o pós-processamento dos dados. Primeiramente uma média ponto a ponto das quantidades obtidas nas cinco repetições é realizada. Aplicam-se então as devidas correções nas leituras fornecidas pelos SFCs. Os sensores fornecidos pela empresa OMEGA e RdF foram previamente calibrados, e apresentam em sua folha de calibração valores para a sua sensibilidade, além de curvas de correção para o caso das medições realizadas em temperaturas diferentes daquela na qual o sensor foi calibrado. Como esses sensores apresentam termopares acoplados à sua estrutura, as medições dessas temperaturas são usadas para a correção dos valores de fluxo de calor fornecidos pelos sensores. Já os valores de sensibilidade dos sensores do LMPT foram obtidos a partir da sua calibração, descrita no capítulo 3.



## 5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 5.1 INTRODUÇÃO

O presente capítulo apresenta os principais resultados dos ensaios experimentais com o compressor alternativo descrito no capítulo 4.

A seção 5.2 apresenta a comparação dos resultados obtidos com os dois compressores instrumentados. Apesar de serem os mesmos modelos de compressores, deve-se garantir que os desempenhos de ambos em uma mesma condição de operação não sejam discrepantes.

A seção 5.3 mostra as medições dos sensores de fluxo de calor e dos termopares instalados nas diversas regiões de análise do compressor. A condição de operação representada pelo par de temperaturas de evaporação e de condensação ( $-21^{\circ}\text{C}/40^{\circ}\text{C}$ ) é mantida constante. Por outro lado, o perfil térmico foi analisado para dois tempos de ON/OFF, (12min/15min) e (25min/30min), além da condição térmica estabilizada.

A seção 5.4 sintetiza as principais conclusões dos experimentos.

### 5.2 COMPARAÇÃO ENTRE AS MEDIÇÕES DOS COMPRESSORES INSTRUMENTADOS

Conforme explicado no capítulo 4, devido ao elevado número de regiões que se deseja analisar, a instrumentação dos sensores de fluxo de calor e dos termopares teve que ser dividida em dois compressores. Porém para fins de consistência da análise, deve-se confirmar se ambos os compressores são semelhantes. Na verdade, o simples fato de se tratar do mesmo modelo de compressor não garante que os desempenhos dos dois compressores sejam iguais quando submetidos a uma mesma condição de operação. A presente seção trata da comparação dos resultados de desempenho dos dois exemplares.

Em cada carcaça do compressor foi instrumentado um termopar no interior do passador de sucção, tubo que direciona o fluido refrigerante à baixa pressão para dentro do compressor, e um no interior do passador de descarga, tubo que direciona o fluido à alta pressão para fora do compressor. Ambos os termopares foram instrumentados em posições muito próximas à carcaça. Após o compressor estar instalado na bancada calorimétrica, medem-se também as pressões de sucção e de descarga, a vazão de massa do fluido refrigerante e a potência consumida pelo compressor.

Além dos parâmetros supracitados, três outros parâmetros que são obtidos de forma indireta são também comparados: a capacidade de refrigeração ( $\dot{Q}_E$ ), o coeficiente de performance (COP) e a taxa de calor rejeitado pela carcaça ( $\dot{Q}_{CARC}$ ).

A capacidade de refrigeração é calculada a partir da equação (1.2), porém como a bancada de ciclo quente não é um sistema de refrigeração completo, as entalpias específicas para entrada e saída do evaporador são avaliadas conforme procedimento estabelecido para testes em compressores (Figura 5.1), onde:

$h_1$  – entalpia avaliada na pressão e na temperatura de sucção do compressor;

$h_4$  – entalpia avaliada na pressão de descarga e na temperatura de sucção do compressor.

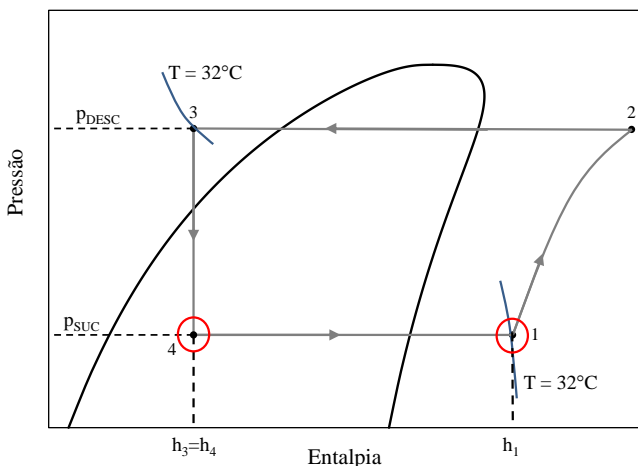


Figura 5.1- Entalpias utilizadas para o cálculo da capacidade de refrigeração.

As temperaturas da linha de sucção e do ar no interior do BOX são controladas, conforme descrito no capítulo 3, para permanecerem a 32°C em todos os testes realizados. De posse da temperatura e da pressão na sucção, da pressão na descarga, e da vazão de massa, calcula-se a capacidade de refrigeração.

A taxa de calor rejeitada pela carcaça pode ser calculada aplicando-se um balanço de energia no compressor. Um esquema desse balanço é apresentado na Figura 5.2.

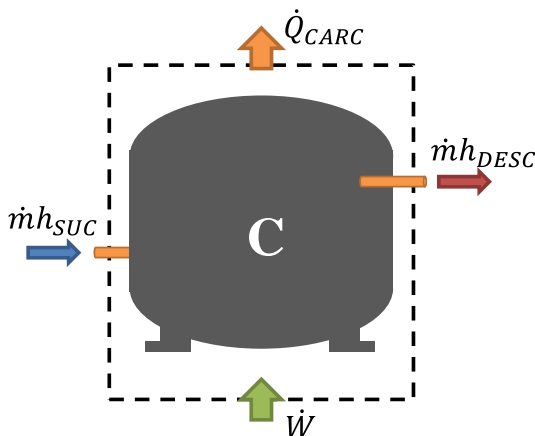


Figura 5.2- Balanço de energia no compressor.

A equação da conservação da energia em regime permanente aplicada ao volume de controle esquematizado na Figura 5.2, pode ser escrita como:

$$\dot{Q}_{CARC} = \dot{m}(h_{SUC} - h_{DESC}) + \dot{W} \quad (5.1)$$

As entalpias específicas de sucção e de descarga,  $h_{SUC}$  e  $h_{DESC}$ , são determinadas com base nas medições de pressão e temperatura na sucção e na descarga do compressor.

A Tabela 5.1 apresenta os valores da capacidade de refrigeração, do coeficiente de performance e da taxa de calor rejeitada pela carcaça do compressor, para o teste na condição térmica estabilizada e temperaturas de evaporação e condensação ( $-21^{\circ}\text{C}/40^{\circ}\text{C}$ ). O resultado é uma média desses parâmetros em 5 testes, acompanhados de suas incertezas expandidas para um grau de confiança de 95%. A análise de incertezas é detalhada no Apêndice A.

Com base nos dados apresentados na Tabela 5.1, observa-se que os dois compressores apresentam os valores médios dos parâmetros muito próximos entre si.

Nota-se também que a maior parte da energia fornecida ao compressor é rejeitada através da carcaça, atingindo valores superiores a 60% da potência fornecida.

Tabela 5.1- Comparação entre os dois compressores, em regime permanente.

(-21°C/40°C)				
Compressor 1			Compressor 2	
	Média	U <sub>95%</sub>	Média	U <sub>95%</sub>
$T_{SUC}$ (°C)	37,1	1,4	38,0	1,4
$T_{DESC}$ (°C)	83,4	1,4	83,2	1,4
$p_{SUC}$ (bar)	1,272	0,008	1,272	0,008
$p_{DESC}$ (bar)	10,165	0,026	10,164	0,029
$\dot{m}$ (kg/h)	5,81	0,05	5,84	0,06
$\dot{W}$ (W)	134,3	3,2	136,9	1,0
$\dot{Q}_E$ (W)	299,3	2,9	301,0	3,4
$COP$ (-)	2,23	0,06	2,20	0,03
$\dot{Q}_{CARC}$ (W)	84,0	4,5	87,9	3,4

Como este trabalho objetiva analisar a transferência de calor durante transientes térmicos, comparou-se também os parâmetros medidos na condição ON/OFF (12 min/15 min). A Figura 5.3 mostra os valores médios das variações das propriedades obtidos após 5 repetições. Os dados de vazão de massa e potência consumida são apresentados somente durante o tempo em que o compressor está ligado, visto que seus valores se reduzem a zero no período em que o mesmo não funciona. Pelo mesmo motivo, os dados de capacidade de refrigeração e COP também não são apresentados durante o período de desligamento.

A comparação dos resultados do teste em regime permanente, Tabela 5.1, com os do teste cíclico possibilita algumas observações. No teste cíclico, a vazão de massa durante o funcionamento do compressor apresenta uma pequena queda ao longo do tempo. Isso é provocado pelo aquecimento gradativo do compressor resultando em um aumento da temperatura do gás na sucção e, consequentemente, do volume específico do gás que entra na câmara de compressão. Este é o motivo do compressor no teste em regime permanente apresentar uma vazão de massa um pouco menor.

Esta queda de vazão de massa diminui a capacidade de refrigeração (equação 1.2), e também tende a diminuir a potência consumida pelo compressor. Porém, no caso da potência, essa diminuição é menor, pois o trabalho específico de compressão aumenta com a maior temperatura inicial de compressão.

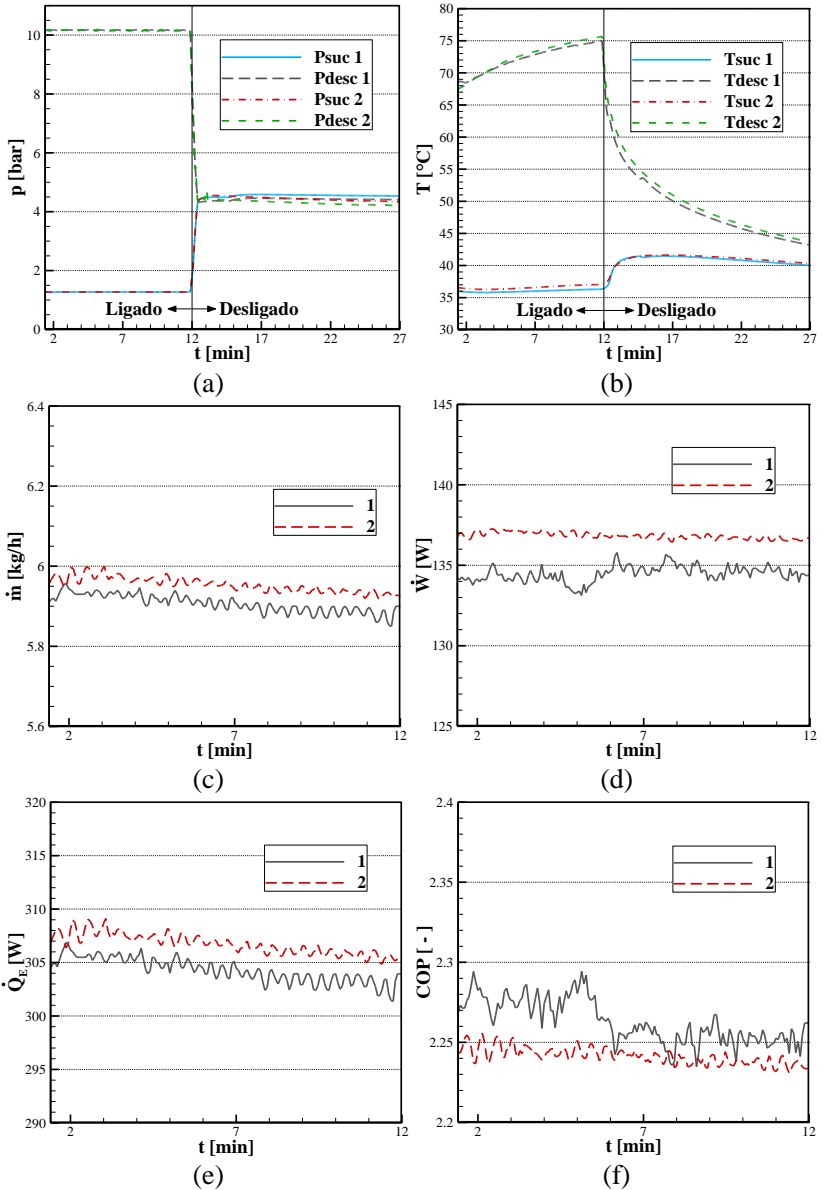


Figura 5.3- Comparação entre os dois compressores em teste cíclico. (a) Pressões de sucção e descarga. (b) Temperaturas nos passadores de sucção e descarga. (c) Vazão de massa. (d) Potência consumida. (e) Capacidade de refrigeração. (f) Coeficiente de performance.

Apesar do exemplar 1 apresentar valores levemente menores de capacidade de refrigeração quando comparado ao exemplar 2, o seu coeficiente de performance é maior devido à menor potência consumida.

Observando os resultados das medições, tanto dos testes em regime permanente quanto dos testes cíclicos, observa-se que o desempenho dos dois compressores são semelhantes, possibilitando assim uma análise dos fluxos de calor medidos pelos SFCs em ambos os exemplares.

### 5.3 ANÁLISE TÉRMICA DO COMPRESSOR

A presente seção tem por objetivo analisar a transferência de calor em diversos componentes do compressor na condição de operação ( $-21^{\circ}\text{C}/40^{\circ}\text{C}$ ).

Os resultados dos testes cíclicos utilizando tempos de ON/OFF iguais a (12min/15min) e (25min/30min), e dos testes em regime permanente consistem em medições de fluxo de calor e temperaturas nos diversos elementos do compressor. Além disso, são apresentadas estimativas para coeficientes locais de transferência de calor,  $h$ , obtido através da lei de resfriamento de Newton:

$$h = \frac{q''}{T_s - T_{\infty}} \quad (5.2)$$

onde  $T_s$  e  $T_{\infty}$  representam respectivamente, a temperatura da superfície e a temperatura de referência do fluido junto ao sensor.

A temperatura de referência  $T_{\infty}$  varia de acordo com o componente do compressor a ser analisado, podendo representar a temperatura do gás ou do óleo no ambiente interno do compressor, ou a temperatura do ar no interior do BOX. Como já discutido no capítulo 4, cinco temperaturas foram medidas no ambiente interno do compressor e podem ser utilizadas para caracterizar  $T_{\infty}$ .

A Figura 5.4 mostra a variação da temperatura nas cinco regiões supracitadas, sendo quatro referentes ao gás e uma ao óleo no cárter, durante um ciclo na condição ON/OFF igual a (12min/15min). Os valores mais elevados de temperatura são observados para o gás próximo à tampa da carcaça e próximo à lateral do *muffler* de descarga, enquanto que o óleo no cárter possui a menor temperatura. Os resultados mostram que a utilização de várias temperaturas é necessária para

definir  $T_{\infty}$ , em função da diferença considerável entre as temperaturas do gás refrigerante e do óleo no ambiente interno.

Deve ser mencionado que a temperatura da superfície de cada um dos componentes é geralmente medida pelo termopar acoplado ao SFC. Porém, os sensores fornecidos pelo LMPT não realizam medições de temperatura e, assim, nas regiões correspondentes foram instrumentados termopares independentes.

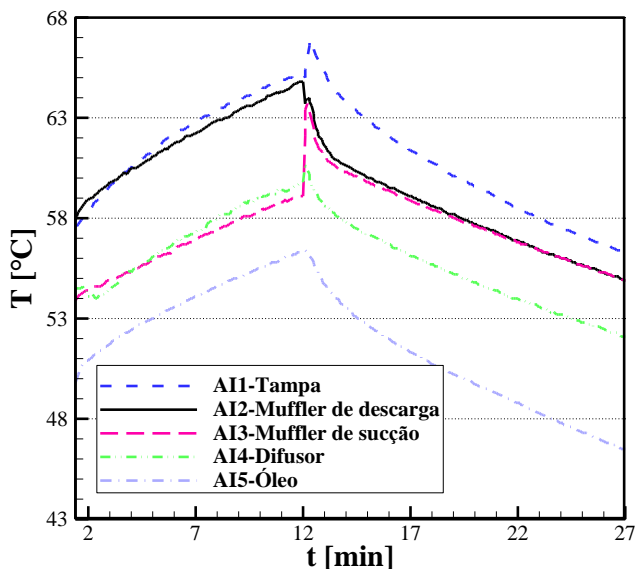


Figura 5.4- Temperaturas do gás e do óleo no ambiente interno do compressor na condição (12min/15min).

A apresentação das medições para as diferentes regiões do compressor é realizada a seguir de forma separada, visando uma melhor organização das informações.

Primeiramente, analisa-se a transferência de calor nas superfícies interna e externa da carcaça e, posteriormente, estende-se a análise ao *kit* mecânico.

### 5.3.1 Superfície interna da carcaça

As regiões da superfície interna da carcaça instrumentadas com os SFCs estão ilustradas na Figura 5.5. É importante ressaltar que uma análise criteriosa do processo de transferência de calor no compressor

foi realizada a fim de estabelecer essas áreas como representativas das medições.

Os resultados de fluxo de calor, temperatura e coeficiente de transferência de calor para a condição ON/OFF igual a (12min/15min) são apresentados na Figura 5.6, na Figura 5.7 e na Figura 5.9, respectivamente. Os resultados da diferença entre as temperaturas de superfície e as temperaturas ambientes de referência são apresentados na Figura 5.8.

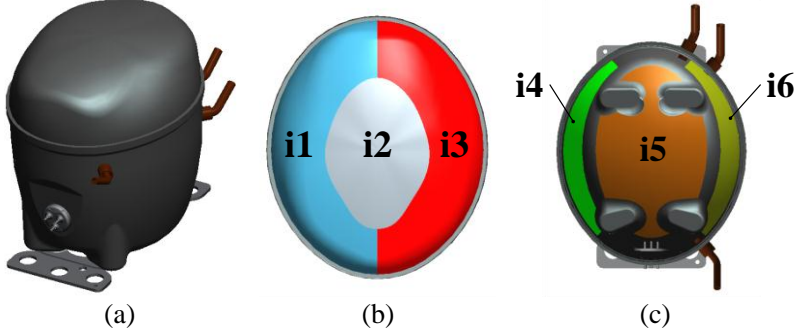


Figura 5.5- (a) Vista geral da carcaça. (b) Regiões da superfície interna da tampa da carcaça. (c) Regiões da superfície interna da parte inferior da carcaça.

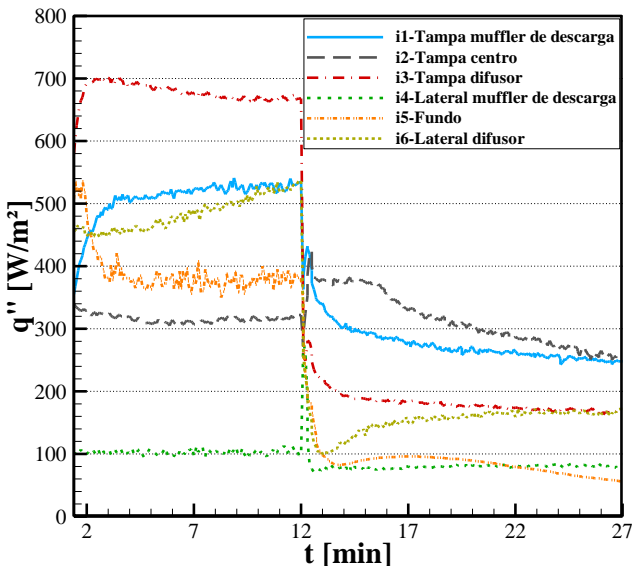


Figura 5.6- Fluxo de calor na região interna da carcaça na condição (12min/15min).



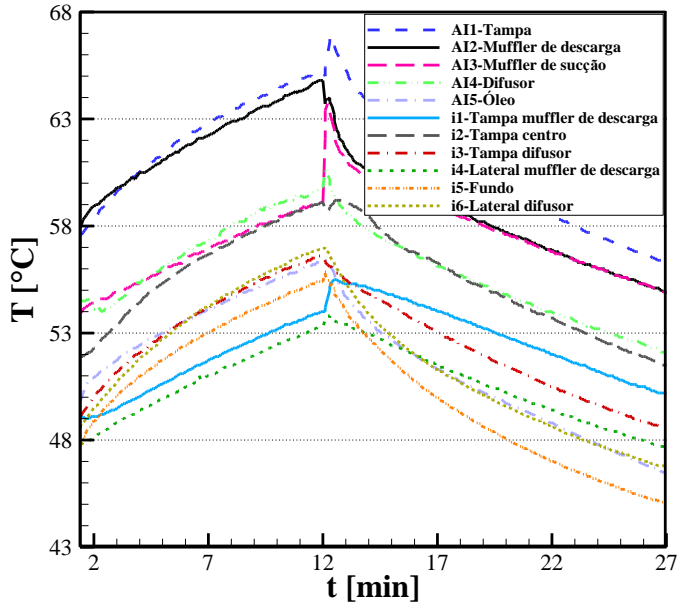


Figura 5.7- Temperaturas superficiais da região interna da carcaça e do ambiente interno do compressor na condição (12min/15min).

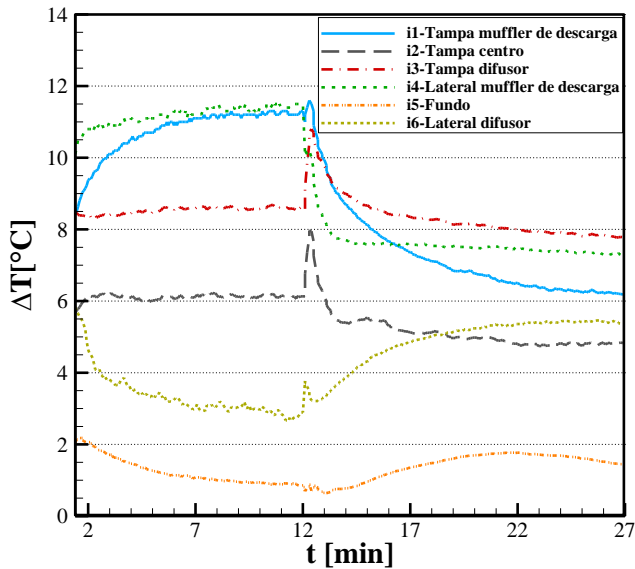


Figura 5.8- Diferença entre as temperaturas de superfície da região interna da carcaça e as temperaturas ambientes de referência na condição (12min/15min).

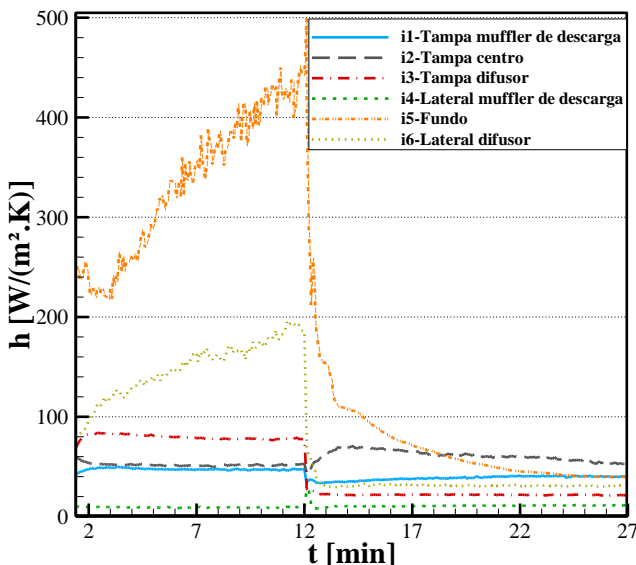


Figura 5.9 - Coeficiente de transferência de calor na parede interna da carcaça na condição (12min/15min).

Antes de analisar os resultados é importante informar as temperaturas de referência que foram utilizadas para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor.

Para as regiões i1, i2 e i3, a temperatura do gás próximo à tampa (AI1) foi adotada como a temperatura de referência do ambiente interno. Já para as regiões i4, i5 e i6 foram utilizadas as temperaturas AI2, AI4 e AI5, respectivamente.

A temperatura AI3 referente ao gás próximo do *muffler* de sucção não foi utilizada na análise da região interna da carcaça, mas será necessária na avaliação de coeficientes de transferência de calor em componentes do *kit* mecânico, assunto das seções posteriores.

A análise dos resultados da Figura 5.6 mostra que na região da tampa ocorrem os maiores fluxos da região interna da carcaça. Esses altos valores são respostas, em parte, ao efeito do jato de óleo lubrificante que colide na região interna da tampa. O óleo lubrificante acumulado no cárter é aspirado pela ação centrífuga de uma bomba usinada na forma de um canal no interior do eixo do motor, escoando até a sua saída do canal na parte superior do eixo, acima do *kit* mecânico. Durante esse caminho o óleo tem a sua temperatura aumentada devido à proximidade do canal com regiões mais quentes do compressor. A

colisão do jato com a superfície interna da tampa da carcaça ocorre com mais intensidade na região mais afastada do centro devido à excentricidade do eixo, e isso explica os maiores valores de fluxo de calor na região tampa difusor (i3) quando comparada com a região tampa centro (i2). Os valores menores de fluxo de calor na região tampa *muffler* de descarga (i1) se devem possivelmente à barreira imposta pelos volumes do *muffler* de descarga e pelo tubo *bundy*, os quais impedem a colisão direta do jato de óleo contra a superfície interna da tampa da carcaça (Figura 5.10).

Os resultados da Figura 5.9 mostram que o coeficiente de transferência de calor da região i3 é o que mais se altera, quando comparada às outras regiões da tampa, no momento em que o compressor é desligado. Isso reforça a conclusão de que o fluxo de calor nessa região é mais afetado pelo escoamento de óleo, já que o bombeamento do óleo lubrificante só ocorre durante o funcionamento do compressor.

Após atingir a tampa da carcaça, o óleo escorre pela lateral da carcaça até alcançar novamente o cárter. Como uma maior quantidade de óleo atinge a superfície i3, em comparação à superfície i1, uma camada mais espessa de óleo escoia sobre o sensor i6 (Lateral difusor) em relação ao sensor i4 (Lateral *muffler* de descarga). O resultado é um maior fluxo de calor na região i6.

Embora a região i5 (Fundo) apresente o maior coeficiente de transferência de calor, o fluxo de calor não é o mais elevado entre as regiões da superfície interna da carcaça. Isso ocorre devido à proximidade entre as temperaturas do óleo e da superfície i5.

O que ocasiona o alto valor do coeficiente de transferência de calor é a intensa movimentação do óleo acumulado no cárter, promovida pela rotação da bomba que fica parcialmente mergulhada no óleo. Nota-se que este valor cai drasticamente com o desligamento do compressor. É também interessante notar as flutuações presentes no sinal de fluxo de calor da região i5. Durante o tempo de ON as flutuações são elevadas devido à turbulência gerada pela rotação da bomba, mas praticamente desaparecem durante o tempo de OFF.

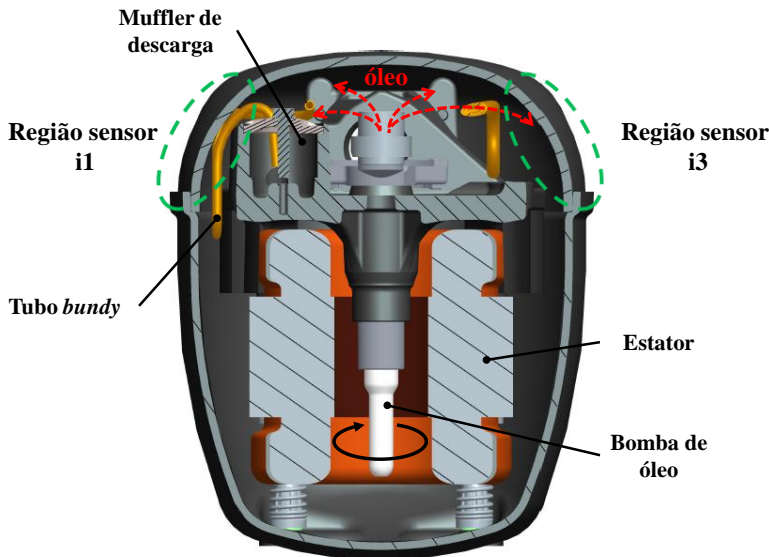


Figura 5.10- Esquema do jato de óleo contra a tampa da carcaça e sobre os SFCs instalados nas regiões i1 e i3. Vista de corte do compressor.

Com base nos dados fornecidos pelo gráfico da Figura 5.6 observam-se também diferenças nos transientes do fluxo de calor. Por exemplo, as regiões i2 e i4 apresentam valores praticamente constantes durante o funcionamento do compressor. Isso se deve ao fato de não acontecer grandes mudanças na diferença entre as temperaturas de superfície e as temperaturas ambientes de referência,  $\Delta T$  (Figura 5.8). Isto sugere que os coeficientes de transferência de calor são também praticamente constantes ao longo desse período.

Já na região i6, o fluxo de calor aumenta gradativamente durante os 12 minutos de funcionamento do compressor. Isso ocorre por causa do aumento do coeficiente de transferência de calor, mesmo ocorrendo a diminuição do  $\Delta T$ , devido ao escoamento de ar sobre a superfície externa promovido pelo ventilador. Vale salientar que o ventilador do BOX permanece ligado durante todo o período do ciclo. A gradativa diminuição do  $\Delta T$  ao longo do período de ON provoca o menor fluxo de calor na região logo após o desligamento do compressor. Nesse momento o  $\Delta T$  exibe o menor valor do ciclo, em torno de  $3^{\circ}\text{C}$ , enquanto o coeficiente de transferência de calor permanece praticamente constante ao longo do tempo de OFF, aproximadamente  $30 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ .

Como a superfície nessa região da carcaça resfria mais rápido que o gás, devido à ação do ventilador, o  $\Delta T$  aumenta, resultando na elevação do fluxo de calor na região após o período de mínimo fluxo, conforme mostra a Figura 5.6.

Os tempos de duração dos períodos ON e OFF do ciclo alteram os transientes de fluxo de calor, temperatura e coeficiente de transferência de calor, como pode ser observado nos resultados para a condição ON/OFF de (25min/30min), apresentados na Figura 5.11, Figura 5.12 e Figura 5.14, respectivamente. Os resultados da diferença entre as temperaturas de superfície e as temperaturas ambientes de referência são apresentados na Figura 5.13.

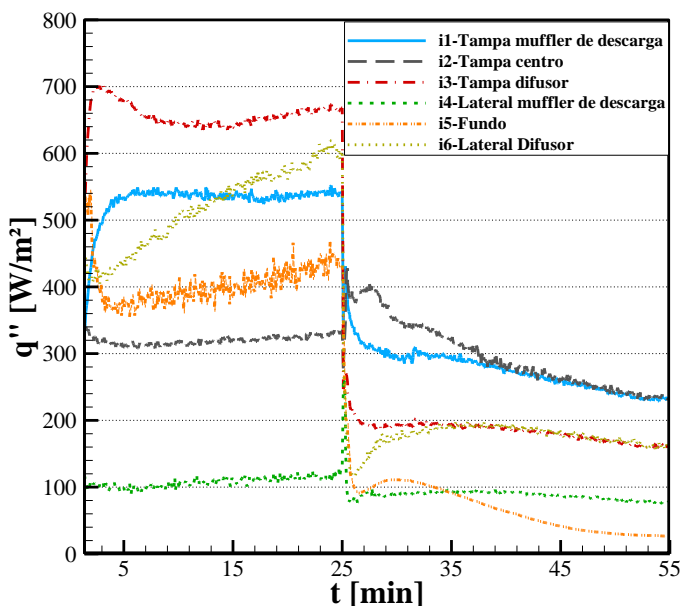


Figura 5.11- Fluxo de calor na região interna da carcaça na condição (25min/30min).

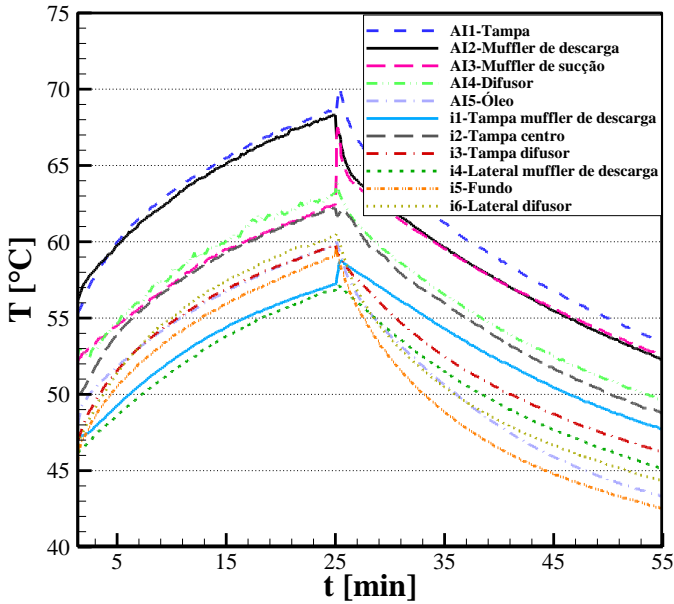


Figura 5.12- Temperaturas superficiais da região interna da carcaça e do ambiente interno do compressor na condição (25min/30min).

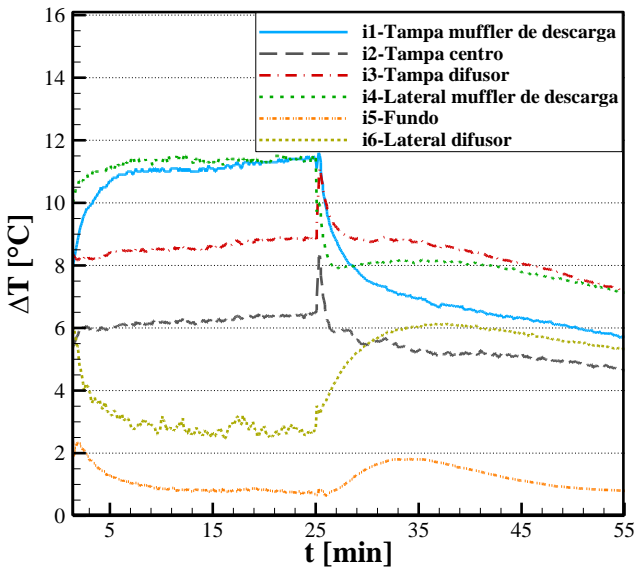


Figura 5.13-Diferença entre as temperaturas de superfície da região interna da carcaça e as temperaturas ambientes de referência na condição (25min/30min).

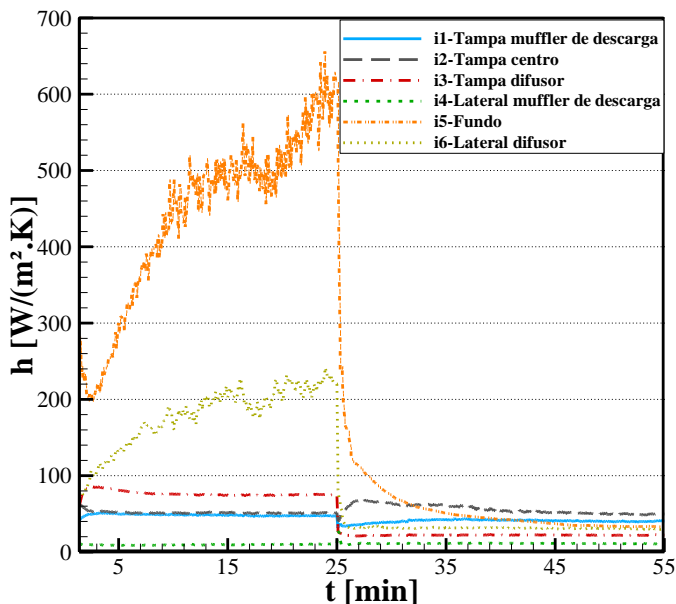


Figura 5.14- Coeficiente de transferência de calor na parede interna da carcaça na condição (25min/30min).

Comparando os ciclos de (12min/15min) e (25min/30min), nota-se imediatamente que a segunda condição proporciona a maior amplitude de temperaturas, ou seja, apresenta maiores valores ao final do tempo de ON e menores valores ao final do tempo de OFF. Isto é resultado natural do maior tempo para aquecimento e resfriamento do compressor.

Percebe-se também que após uma elevação rápida quando o compressor é ligado, o fluxo de calor na região i3 apresenta uma queda e então passa a aumentar novamente, embora de forma gradativa. Este comportamento de elevação não é observado na condição (12min/15min) devido ao menor intervalo de tempo de funcionamento do compressor. O aumento do fluxo de calor na região i3 é consequência de um pequeno aumento no  $\Delta T$ , relacionado ao aquecimento levemente mais rápido do gás quando comparado à respectiva superfície da carcaça.

O fluxo de calor na região i5 também apresenta um aumento gradativo após certo período de tempo, comportamento este não observado na condição (12min/15min). Quando se compara os coeficientes de transferência de calor nas duas condições, observa-se

que na primeira este não atinge  $500 \text{ W/m}^2\text{.K}$ , já na segunda o seu valor ultrapassa os  $600 \text{ W/m}^2\text{.K}$ . Tal acréscimo não reflete proporcionalmente no fluxo de calor porque existe um decréscimo no  $\Delta T$  ao longo do tempo de ON. A movimentação do óleo acumulado no cárter, provocado pela rotação da bomba, auxilia nessa progressiva aproximação entre a temperatura da superfície i5 e a temperatura do óleo.

O aumento gradativo do fluxo de calor na região i6 provoca alterações de até  $200 \text{ W/m}^2$  durante o tempo de funcionamento do compressor ilustrado na Figura 5.11. Nos primeiros minutos do ciclo o fluxo de calor na região i6 é menor que na região i1, mas ao final do tempo de ON, o fluxo nessa região supera em até  $60 \text{ W/m}^2$  aquele da região i1.

Por fim a Figura 5.15 apresenta os resultados dos testes em regime permanente, com barras de incertezas expandidas para um grau de confiança de 95%. A barra de incerteza associada ao coeficiente de transferência de calor na região i5 foi suprimida devido ao seu elevado valor. O motivo desta incerteza elevada está associado à pequena diferença entre a temperatura da superfície i5 e a temperatura do óleo (AI5), apresentando valores da mesma ordem de grandeza das incertezas de medição das temperaturas.

Com base nos resultados é possível comparar a magnitude dos valores de fluxo de calor e temperatura obtidos no regime permanente e em testes cíclicos. Para tanto, a Tabela 5.2 e a Tabela 5.3 apresentam os valores de fluxo de calor e temperatura ao final do tempo de ON, para as condições (12min/15min) e (25min/30min), e os valores obtidos no teste em regime permanente. Junto aos valores de fluxo de calor dos testes cíclicos, as tabelas mostram o valor percentual em relação ao valor da medição em regime permanente. Para as temperaturas, preferiu-se mostrar a diferença em relação à temperatura em regime permanente.



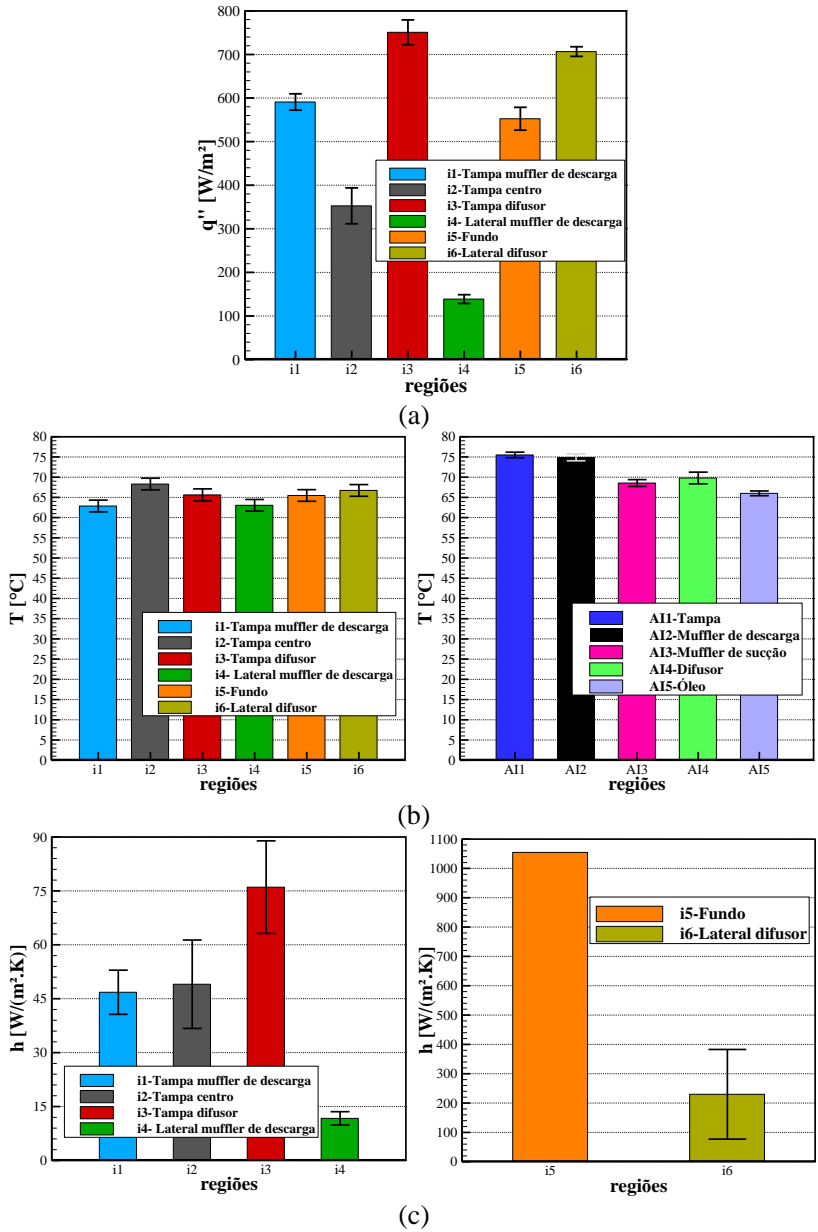


Figura 5.15- Regime permanente. (a) Fluxos de calor na região interna da carcaça. (b) Temperaturas superficiais e do ambiente interno. (c) Coeficientes de transferência de calor.

Tabela 5.2- Comparação dos fluxos de calor nas condições (12min/15min) e (25min/30min) com os obtidos em regime permanente.

<b>Fluxo de Calor (W/m<sup>2</sup>)</b>					
	<b>12 min/ 15 min</b>		<b>25 min/ 30 min</b>		<b><i>Permanente</i></b>
<b><i>i1</i></b>	534	(90%)	541	(92%)	591
<b><i>i2</i></b>	323	(92%)	334	(95%)	353
<b><i>i3</i></b>	668	(89%)	668	(89%)	751
<b><i>i4</i></b>	99	(71%)	132	(95%)	139
<b><i>i5</i></b>	380	(69%)	430	(78%)	553
<b><i>i6</i></b>	537	(76%)	604	(85%)	707

Tabela 5.3- Comparação das temperaturas das superfícies e do ambiente interno nas condições (12min/15min) e (25min/30min) com as obtidas em regime permanente.

<b>Temperatura (°C)</b>					
	<b>12 min/ 15 min</b>		<b>25 min/ 30 min</b>		<b><i>Permanente</i></b>
<b><i>i1</i></b>	54,0	(-8,9°C)	57,2	(-5,7°C)	62,9
<b><i>i2</i></b>	59,1	(-9,2°C)	62,2	(-6,1°C)	68,3
<b><i>i3</i></b>	56,6	(-9,0°C)	59,8	(-5,8°C)	65,6
<b><i>i4</i></b>	53,3	(-9,8°C)	56,8	(-6,3°C)	63,1
<b><i>i5</i></b>	55,4	(-10,1°C)	59,1	(-6,4°C)	65,5
<b><i>i6</i></b>	56,9	(-9,8°C)	60,4	(-6,3°C)	66,7
<b><i>AI1</i></b>	65,2	(-10,3°C)	68,7	(-6,8°C)	75,5
<b><i>AI2</i></b>	64,8	(-10,1°C)	68,3	(-6,6°C)	74,9
<b><i>AI3</i></b>	59,1	(-9,4°C)	62,4	(-6,1°C)	68,5
<b><i>AI4</i></b>	59,8	(-10°C)	63,2	(-6,6°C)	69,8
<b><i>AI5</i></b>	56,3	(-9,7°C)	59,8	(-6,2°C)	66,0
<b><i>ΔT1</i></b>	11,2	(-1,4°C)	11,5	(-1,1°C)	12,6
<b><i>ΔT2</i></b>	6,1	(-1,1°C)	6,5	(-0,7°C)	7,2
<b><i>ΔT3</i></b>	8,6	(-1,3°C)	8,9	(-1,0°C)	9,9
<b><i>ΔT4</i></b>	11,5	(-0,3°C)	11,5	(-0,3°C)	11,8
<b><i>ΔT5</i></b>	0,9	(0,4°C)	0,7	(0,2°C)	0,5
<b><i>ΔT6</i></b>	2,9	(-0,2°C)	2,8	(-0,3°C)	3,1

Primeiramente é interessante notar que em certas regiões o fluxo de calor atinge valores próximos aos obtidos em regime permanente ao final do tempo de ON. Exemplos são as regiões *i1* e *i2*. O contrário acontece com os fluxos de calor em outras superfícies, como *i5* e *i6*,

mostrando que os mesmos estão muito atrelados ao tempo de duração do ciclo (Tabela 5.2).

Em relação ao perfil térmico (Tabela 5.3), quando o compressor é desligado na condição (12min/15min), as temperaturas das superfícies se encontram em torno de 10°C abaixo das temperaturas em regime permanente. Para a condição (25min/30min), o compressor aquece mais e essa diferença diminui para cerca 6°C.

Como a temperatura das superfícies e as suas respectivas temperaturas de ambiente interno aumentam com uma taxa parecida, o  $\Delta T$  permanece praticamente constante ao final dos tempos de ON (testes cíclicos) e no regime permanente. De fato, a variação de  $\Delta T$  não apresentou valor superior a 1,5°C em nenhuma das regiões.

Porém, vale ressaltar que para as regiões i5 e i6, por possuírem  $\Delta T$  relativamente baixos, essa pequena variação já é bastante significativa.

### 5.3.2 Superfície externa da carcaça

A Figura 5.16 ilustra as regiões da superfície externa da carcaça que foram instrumentadas com os sensores de fluxo de calor. Já os resultados de fluxo de calor, temperatura e coeficiente de transferência de calor para a condição (12min/15min) são mostrados na Figura 5.17, Figura 5.18 e Figura 5.19, respectivamente.

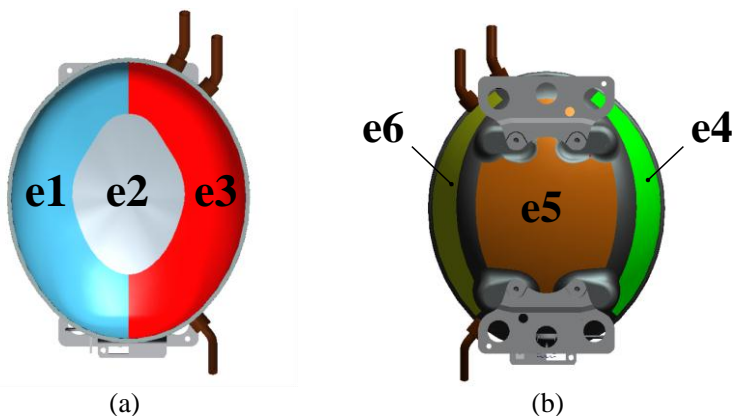


Figura 5.16- (a) Regiões da superfície externa da tampa da carcaça. (b) Regiões da superfície externa da parte inferior da carcaça.

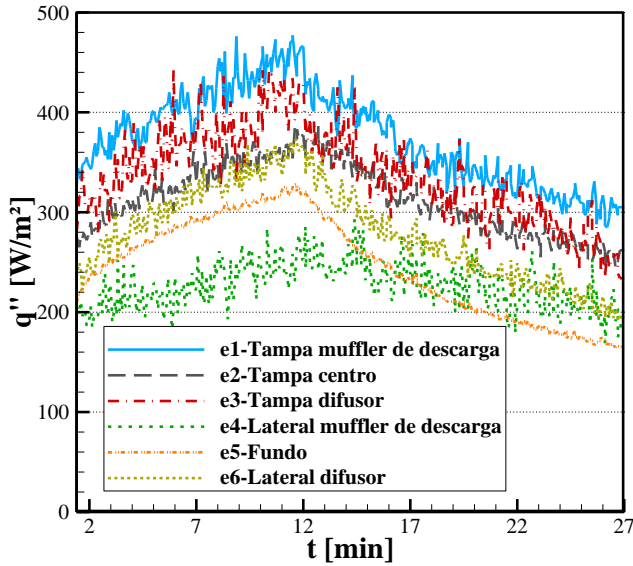


Figura 5.17- Fluxo de calor na região externa da carcaça na condição (12min/15min).

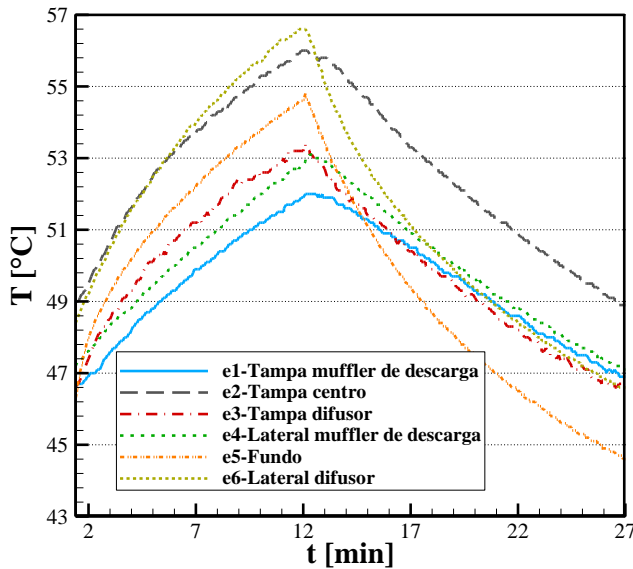


Figura 5.18- Temperaturas superficiais da região externa da carcaça na condição (12min/15min).

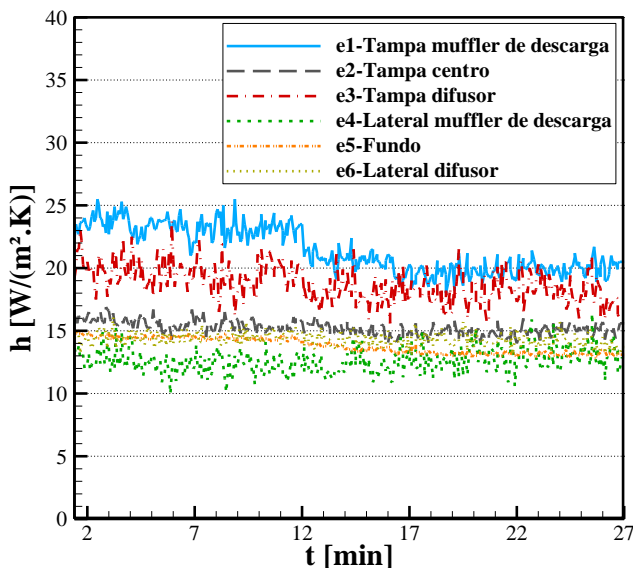


Figura 5.19- Coeficiente de transferência de calor na parede externa da carcaça na condição (12min/15min).

Para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor, adotou-se a temperatura de 32°C como referência, correspondente à temperatura controlada no interior do BOX da bancada de ciclo quente.

Em primeiro lugar é interessante notar que os coeficientes de transferência de calor em todas as regiões permanecem praticamente constantes ao longo do ciclo. Assim, o acréscimo do fluxo de calor no tempo de ON e o seu decréscimo no tempo de OFF é resultado do aquecimento e resfriamento da superfície externa da carcaça.

As regiões com os maiores fluxos de calor estão localizadas na tampa da carcaça (e1, e2 e e3), sendo as que apresentam os maiores coeficientes de transferência de calor. Notam-se flutuações nos sinais de fluxo de calor que sugerem transferência de calor associada a um escoamento turbulento induzido pelo ventilador. Pode-se observar que a região e3 apresenta as maiores flutuações, decorrente do seu alinhamento em relação ao orifício através do qual ar é insuflado para o interior do BOX. Já na superfície e5 as flutuações são bem menores, pois a mesma está localizada no fundo da carcaça e, portanto menos sujeita ao escoamento provocado pelo ventilador.

Comparando as medições das superfícies interna e externa da carcaça, percebe-se em diversas regiões que o fluxo que atravessa o

sensor na superfície interna é bem diferente do fluxo que atravessa o respectivo sensor na superfície externa. Conclui-se então que a difusão de calor não é unidimensional. Por exemplo, na região da tampa difusor os fluxos de calor ao final do tempo de ON nas superfícies interna e externa (i3 e e3) são aproximadamente iguais a  $670 \text{ W/m}^2$  e  $430 \text{ W/m}^2$ , respectivamente.

O contrário também ocorre, por exemplo, na região lateral *muffler* de descarga (i4 e e4), onde o fluxo de calor ao final do tempo de ON fica próximo de  $100 \text{ W/m}^2$  na região i4 e acima de  $250 \text{ W/m}^2$  na respectiva superfície externa (e4).

Assim como realizado para a superfície interna da carcaça, para a superfície externa também são apresentados resultados de fluxo de calor, temperatura e coeficiente de transferência de calor para a condição (25min/30min) e para a condição de regime permanente (Figura 5.20). Comparações, de fluxos de calor e temperaturas, semelhantes à exibida na seção anterior são apresentadas na Tabela 5.4 e na Tabela 5.5.

Os resultados na condição (25min/30min) não apresentam comportamento muito diferente do exibido na condição (12min/15min). Nas duas condições os coeficientes de transferência de calor permanecem praticamente constantes, e os valores de fluxo de calor e temperatura atingem patamares superiores devido ao maior tempo de funcionamento do compressor.

O que se pode destacar com o auxílio dos gráficos de fluxo de calor e da Tabela 5.4, é a maior taxa de crescimento do fluxo de calor da região e6 quando comparada as demais. Ao final do tempo de ON da condição (12min/15 min), o fluxo na região e6 representa apenas o 4º maior entre as regiões medidas na superfície externa da carcaça. Já em regime permanente, a superfície e6 exibe valores muito próximos ao atingido pela superfície e3, segunda maior entre as analisadas.

Finalizando a análise da região da carcaça do compressor é importante se atentar ao fato de que o grande potencial para troca de calor na região externa da carcaça está ligado à diferença entre as temperaturas das superfícies e a do interior do BOX. Já em algumas regiões da superfície interna da carcaça, a transferência de calor se deve aos elevados valores dos coeficientes de transferência de calor.

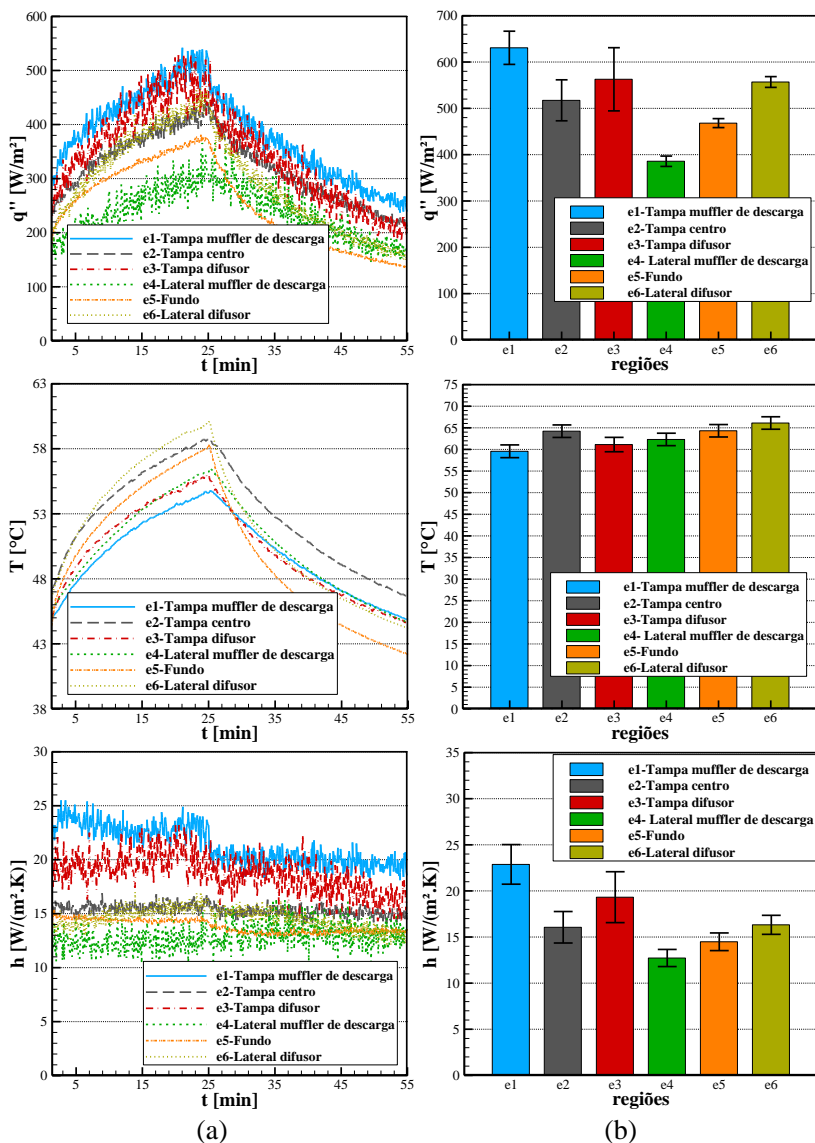


Figura 5.20- Fluxo de calor, temperatura e coeficiente de transferência de calor na superfície externa da carcaça. (a) Condição (25min/30min). (b) Regime permanente.

Tabela 5.4- Comparação dos fluxos de calor dos testes cíclicos com os obtidos em regime permanente (Superfície externa da carcaça).

Fluxo de Calor (W/m <sup>2</sup> )					
	12 min/ 15 min		25 min/ 30 min		<i>Permanente</i>
<b>e1</b>	467	(74%)	524	(83%)	631
<b>e2</b>	378	(73%)	439	(85%)	517
<b>e3</b>	428	(76%)	493	(88%)	563
<b>e4</b>	254	(66%)	312	(81%)	386
<b>e5</b>	318	(68%)	371	(79%)	468
<b>e6</b>	367	(66%)	449	(81%)	557

Tabela 5.5- Comparação das temperaturas dos testes cíclicos com as obtidas em regime permanente (Superfície externa da carcaça).

Temperatura (°C)					
	12 min/ 15 min		25 min/ 30 min		<i>Permanente</i>
<b>e1</b>	51,9	(-7,7°C)	54,6	(-5,0°C)	59,6
<b>e2</b>	56,0	(-8,2°C)	58,7	(-5,5°C)	64,2
<b>e3</b>	53,2	(-7,9°C)	56,0	(-5,1°C)	61,1
<b>e4</b>	52,8	(-9,5°C)	56,2	(-6,1°C)	62,3
<b>e5</b>	54,6	(-9,7°C)	58,1	(-6,2°C)	64,3
<b>e6</b>	56,6	(-9,5°C)	60,0	(-6,1°C)	66,1

5.3.3 Motor

A Figura 5.21 ilustra as regiões laterais do estator onde foram instrumentados os sensores de fluxo de calor e os resultados das medições na condição (12min/15min) são apresentados na Figura 5.22, Figura 5.23, Figura 5.24 e Figura 5.25.

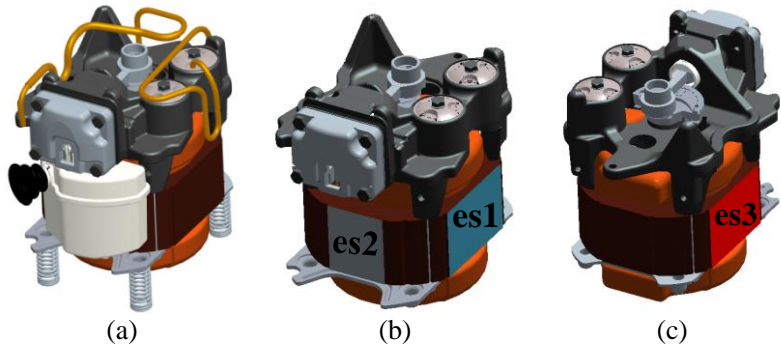


Figura 5.21- Vista geral do *kit* mecânico. (b) Laterais es1 e es2 do estator. (c) Lateral es3.



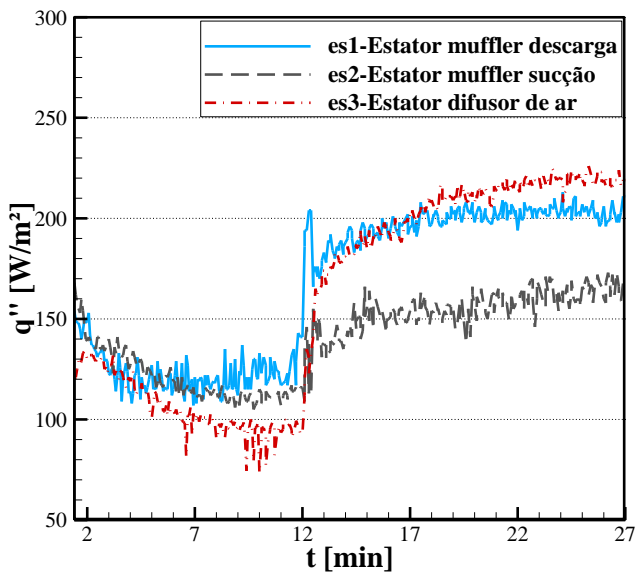


Figura 5.22- Fluxo de calor na região do estator na condição (12min/15min).

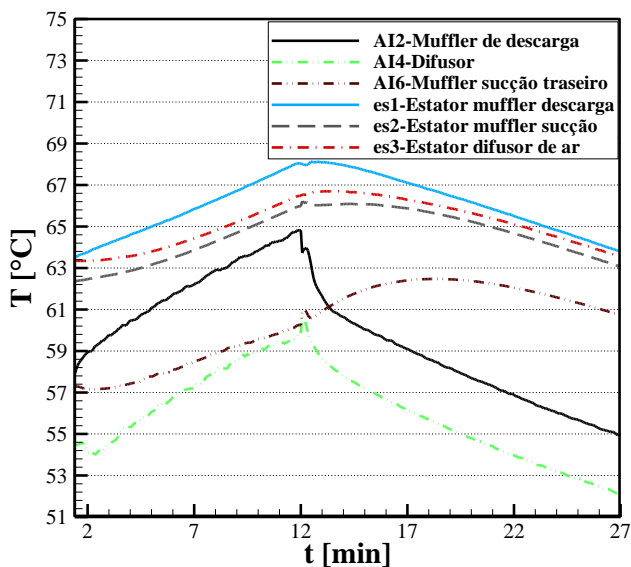


Figura 5.23- Temperaturas da superfície do estator e do ambiente interno do compressor na condição (12min/15min).

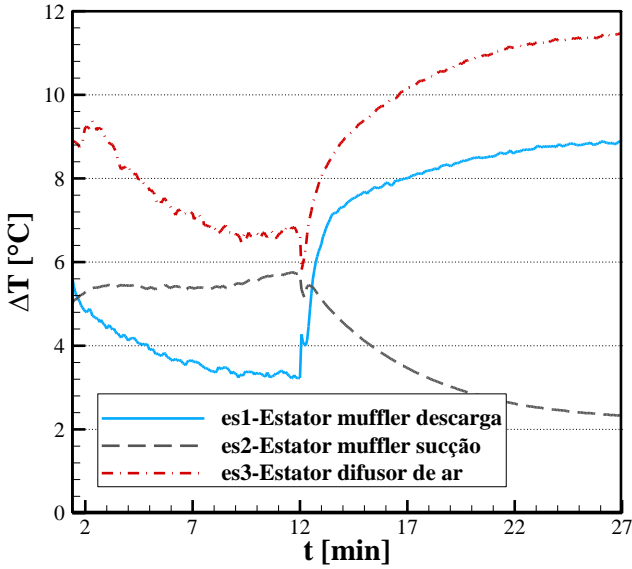


Figura 5.24-Diferença entre as temperaturas de superfície do estator e as temperaturas ambientes de referência na condição (12min/15min).

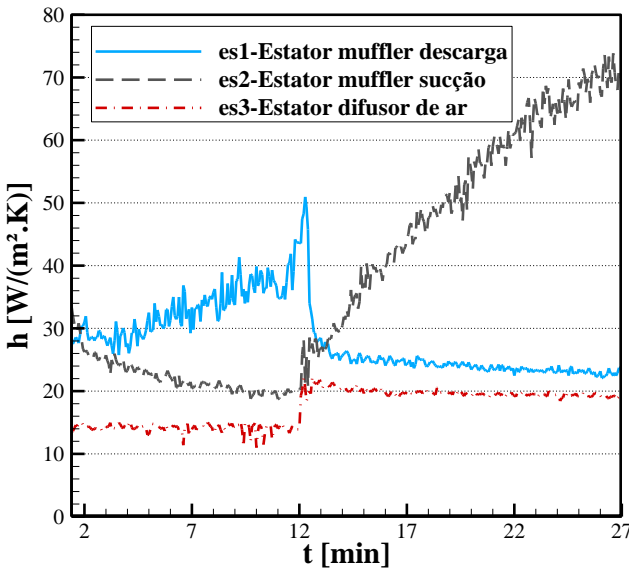


Figura 5.25- Coeficientes de transferência de calor nas regiões do estator na condição (12min/15min).

Para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor das regiões es1 e es3, as temperaturas AI2 e AI4, respectivamente, são utilizadas como referência. Tais temperaturas já foram apresentadas na seção 5.3.1, referente à análise térmica da superfície interna da carcaça do compressor.

Por outro lado, no cálculo do coeficiente de transferência de calor na região es2, deve-se primeiramente observar a sua localização na região no *kit* mecânico. O fato é que as superfícies es2 e ms2 (*Muffler* sucção traseiro) estão localizadas muito próximas uma da outra, tornando difícil a instrumentação de um termopar para medir a temperatura do gás entre elas. Assim estimou-se que a temperatura do gás é a média entre as temperaturas superficiais das regiões es2 e ms2, sendo denominada de AI6 (*Muffler* de sucção traseiro).

Passando à análise dos resultados, inicialmente é importante notar que as temperaturas nas três laterais do estator se comportam de forma semelhante, tanto no período de funcionamento do compressor quanto no tempo em que o mesmo está desligado (Figura 5.23). A superfície es1 apresenta os maiores valores de temperatura, resultado da sua posição logo abaixo dos volumes do sistema de descarga. Como as superfícies dos volumes apresentam temperaturas maiores, ocorre uma difusão de calor, através dos contatos entre o bloco e o estator, para as partes inferiores do *kit* mecânico.

Já a menor temperatura da superfície es2 se deve a sua proximidade do *muffler* de sucção, região esta que apresenta as menores temperaturas entre os componentes do *kit* mecânico.

Algo muito importante que deve ser observado é a variação da temperatura AI6. Comparando-a com as outras duas temperaturas de ambiente interno, AI2 e AI4, nota-se um comportamento totalmente diferente. Como essa temperatura foi estimada a partir de uma média entre duas superfícies, sua dinâmica no aquecimento e resfriamento se assemelha ao ocorrido nas superfícies e não necessariamente ao gás presente entre essas duas regiões. Assim a temperatura ambiente de referência utilizada provoca menores valores de  $\Delta T$  no tempo de OFF (Figura 5.24), resultando nos valores elevados de coeficiente de transferência de calor da região es2 (Figura 5.25).

Em relação ao fluxo de calor, percebe-se que, imediatamente após o desligamento do compressor, ocorre um aumento nos sinais medidos pelos sensores (Figura 5.22). Isso ocorre porque o gás do ambiente interno resfria mais rapidamente que as superfícies do estator, provocando um potencial maior para a troca de calor.

A diferença de temperatura,  $\Delta T$ , atingida no período de OFF influencia também durante o período de ON, ocasionando fluxos de calor mais elevados nos instantes iniciais do ciclo. À medida que a temperatura do ambiente interno se aproxima das temperaturas superficiais do estator, ocorre então uma diminuição nos valores de fluxo.

Algumas características adicionais sobre o comportamento do fluxo de calor nas regiões do estator podem ser comentadas com o auxílio dos resultados obtidos nas condições de (25min/30min) e de regime permanente, mostrados na Figura 5.26 e na Figura 5.27.

Após o acionamento do compressor na condição (25min/30min) acontece uma queda dos fluxos, decorrente da aproximação entre a temperatura do ambiente interno e a das superfícies do estator, análogo ao ocorrido na condição (12min/15min). Porém após essa queda, os fluxos de calor voltam a subir, influenciados novamente pelo  $\Delta T$  que volta a aumentar depois desse ponto de mínimo fluxo.

Percebe-se também que o tempo de funcionamento do compressor influencia na determinação da superfície que apresenta o maior fluxo de calor. Durante o período em que o compressor está ligado, nota-se que os fluxos medidos na condição (12min/15min) são próximos nas três regiões, sendo que ao final do período a região es1 apresenta apenas um fluxo levemente superior. Já em uma medição em regime permanente as diferenças entre os fluxos são bem maiores, sendo que a região es2 apresenta valores 50% e 80% maiores que os apontados pelos sensores instalados nas regiões es1 e es3, respectivamente. Os maiores valores obtidos na região es2 resulta da sua localização frente à região ms2, detentora de níveis de temperatura bem inferiores aos do estator, proporcionando assim um maior potencial de troca de calor.

Do ponto de vista de coeficientes de transferência de calor, nota-se pouca alteração nos seus valores durante o funcionamento do compressor, principalmente na região es3. Na região es1, existe um aumento do coeficiente e após um ponto de máximo, o mesmo passa a diminuir. Na região es2, o contrário acontece, ou seja, inicialmente o coeficiente atinge um mínimo e então passa a aumentar.

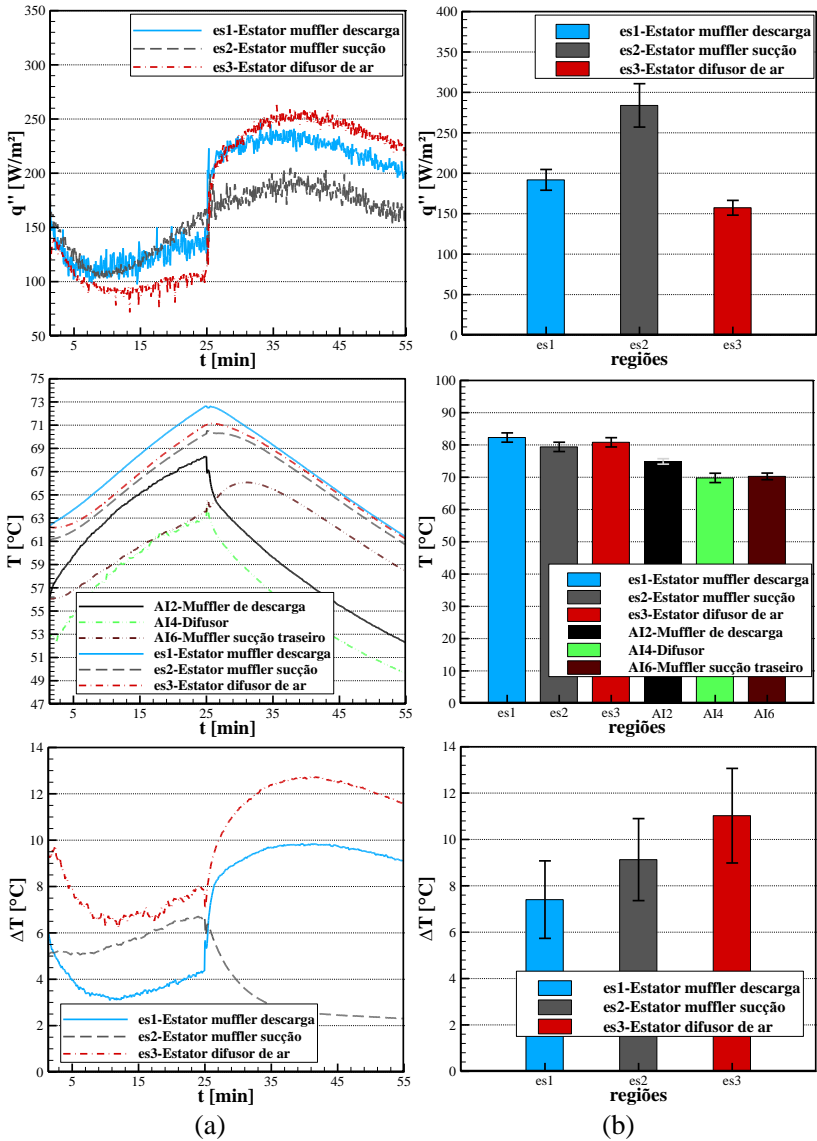


Figura 5.26- Fluxo de calor e temperatura no estator. (a) Condição (25min/30min). (b) Regime permanente.

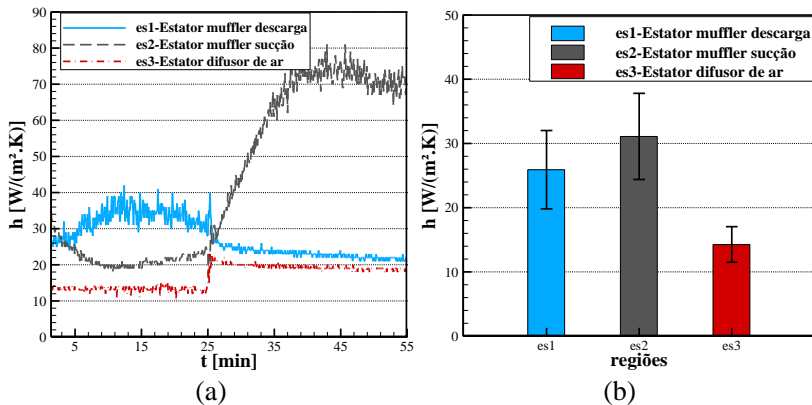


Figura 5.27- Coeficiente de transferência de calor no estator. (a) Condição (25min/30 min). (b) Regime permanente.

### 5.3.4 Muffler de sucção

As regiões do *muffler* de sucção instrumentadas com os sensores de fluxo de calor são ilustradas na Figura 5.28. Os resultados de fluxo de calor, temperatura e coeficiente de transferência de calor para a condição (12min/15min) são apresentados na Figura 5.29, Figura 5.30 e Figura 5.32, respectivamente. Os resultados da diferença entre as temperaturas de superfície e as temperaturas ambientes de referência são apresentados na Figura 5.31.

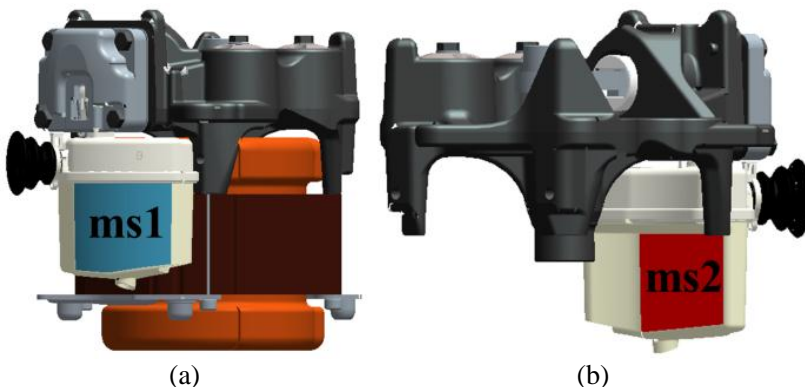


Figura 5.28- (a) Muffler de sucção frontal. (b) Muffler de sucção traseiro.

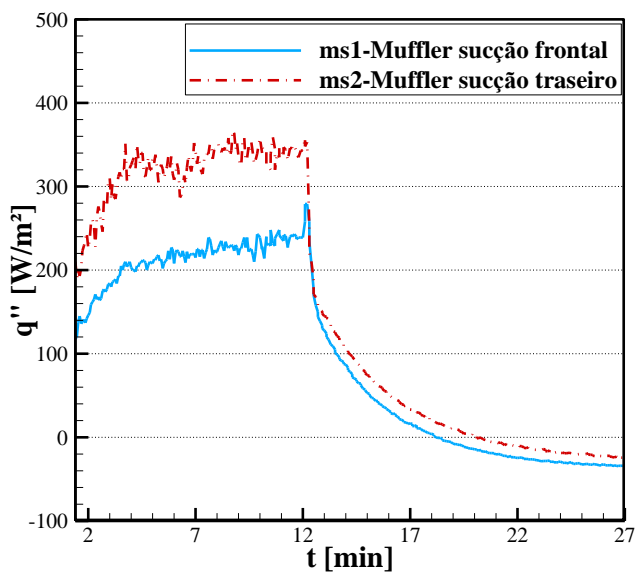


Figura 5.29- Fluxo de calor no *muffler* de sucção na condição (12min/15min).

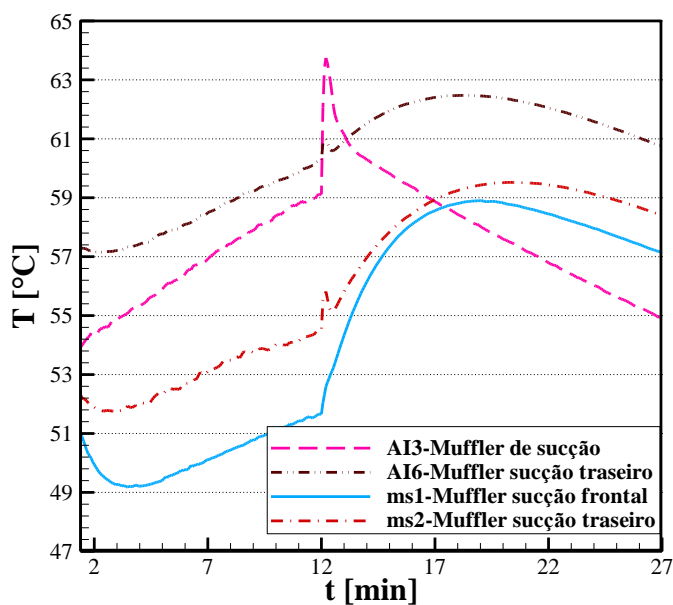


Figura 5.30- Temperaturas das superfícies do *muffler* de sucção e do ambiente interno na condição (12min/15min).

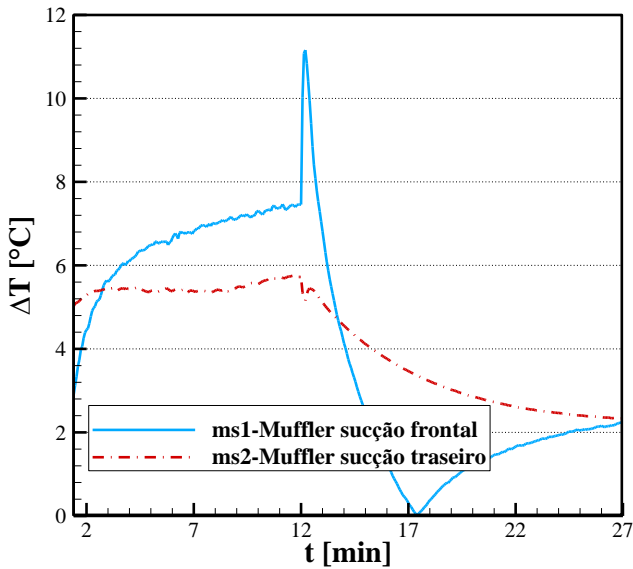


Figura 5.31- Diferença absoluta entre as temperaturas de superfície do muffler de sucção e as temperaturas ambientes de referência na condição (12min/15min).

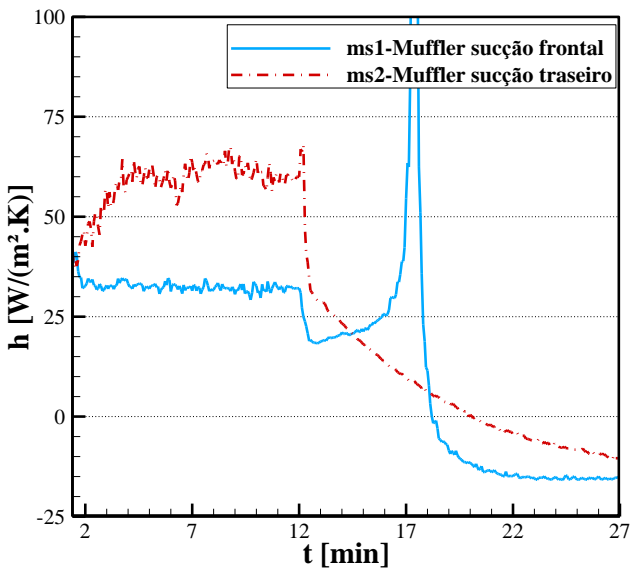


Figura 5.32- Coeficientes de transferência de calor na região do *muffler* de sucção para a condição (12min/15min).



As temperaturas ambientes de referência utilizadas para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor na região do *muffler* de sucção são as temperaturas AI3 e AI6. A temperatura AI6 é a mesma que foi empregada na região do estator (es2), sendo importante lembrar que ela é calculada como a média entre as temperaturas das superfícies es2 e ms2, do estator e do *muffler*, respectivamente.

Como já comentado anteriormente, as regiões do *muffler* de sucção apresentam as menores temperaturas entre os componentes do *kit* do compressor, como pode ser observado com o auxílio da Figura 5.30. Uma vez que o *muffler* de sucção é o primeiro componente do *kit* mecânico a ter contato com o gás após o mesmo entrar no ambiente interno do compressor, justifica-se a presença desses menores níveis de temperatura. É importante frisar que o compressor em estudo adota sucção direta, ou seja, após a passagem pelo passador de sucção, o fluido refrigerante é direcionado para a entrada do *muffler* de sucção sem ter contato com as demais regiões do *kit* do compressor.

Vale lembrar que a temperatura do gás na linha de sucção da bancada calorimétrica é controlada para permanecer em 32°C durante o funcionamento do compressor. No entanto, o termopar instalado no passador de sucção, próximo à sua junção com a carcaça, indica temperaturas de gás próximas a 37°C. Assim, conclui-se que existe um aquecimento do gás já antes do mesmo entrar no ambiente interno do compressor. Isso ocorre devido à condução de calor da superfície quente da carcaça através da parede do passador. O gás continua a ser aquecido à medida que atravessa o interior do *muffler* de sucção devido ao contato com as paredes mais quentes do mesmo. Esse aumento de temperatura do gás desde a sua entrada no compressor, passando pelo sistema de sucção, até a sua admissão na câmara de compressão, é definido como superaquecimento e representa uma grande parcela das perdas termodinâmicas do compressor.

Em relação ao fluxo de calor na superfície frontal e traseira do *muffler* (Figura 5.29), notam-se valores superiores na parte traseira (ms2) devido à proximidade da região do motor elétrico.

Existe um aumento gradativo do fluxo de calor nas superfícies ms1 e ms2 à medida que o compressor é mantido ligado. Porém, a partir do momento que o compressor desliga, o fluxo cai drasticamente atingindo valores negativos, indicando uma inversão no sentido do fluxo de calor. Assim, ao invés da troca de calor ser do gás do ambiente interno para as paredes do *muffler* de sucção, a partir de certo momento durante o tempo de OFF a troca de calor ocorre no sentido contrário.

O cruzamento entre as curvas de variação das temperaturas das superfícies do *muffler* e o do gás do ambiente interno, caracterizando essa inversão no sentido do fluxo de calor, pode ser observado na Figura 5.30. É possível observar que apenas a temperatura AI3 chega a cruzar a temperatura da superfície do *muffler* de sucção. O mesmo não ocorre com a temperatura AI6, pois a mesma, como já comentado anteriormente, não caracteriza fielmente o comportamento da temperatura do gás presente entre as superfícies ms2 e es2.

A inversão no sentido do fluxo de calor também influi no cálculo do coeficiente de transferência de calor. À medida que a temperatura da superfície se aproxima da temperatura do gás, um aumento repentino do coeficiente pode ser observado, sendo que o seu valor tende a infinito no momento em que as duas temperaturas se igualam.

Fica claro que esse pico é apenas o resultado da forma como o coeficiente foi calculado. Resultados do coeficiente de transferência de calor mais representativos do período em que o compressor está desligado podem ser obtidos momentos antes do compressor ser ligado.

A Figura 5.33 e a Figura 5.34 apresentam os resultados de fluxo de calor, temperatura e coeficiente de transferência de calor para a condição (25min/30min) e para a condição em regime permanente.

O aumento gradativo do fluxo de calor observado durante o funcionamento do compressor na condição (12min/15min) se repete na condição (25min/30min), proporcionando valores mais elevados ao final do período em que o compressor permanece ligado.

Por consequência da maior duração do ciclo, na condição (25min/30min) notam-se maiores amplitudes de temperatura, tanto pelas superfícies do *muffler* como pelo gás do ambiente interno.

Apesar dos maiores patamares de fluxo de calor e temperatura alcançados na segunda condição de operação cíclica, não se observa alteração significativa nos valores dos coeficientes de transferência de calor.

No que diz respeito às medições em regime permanente, constata-se apenas a tendência já apresentada nas duas condições de teste cíclico, onde os maiores fluxos, temperaturas e coeficientes de transferência ocorrem na região ms2.

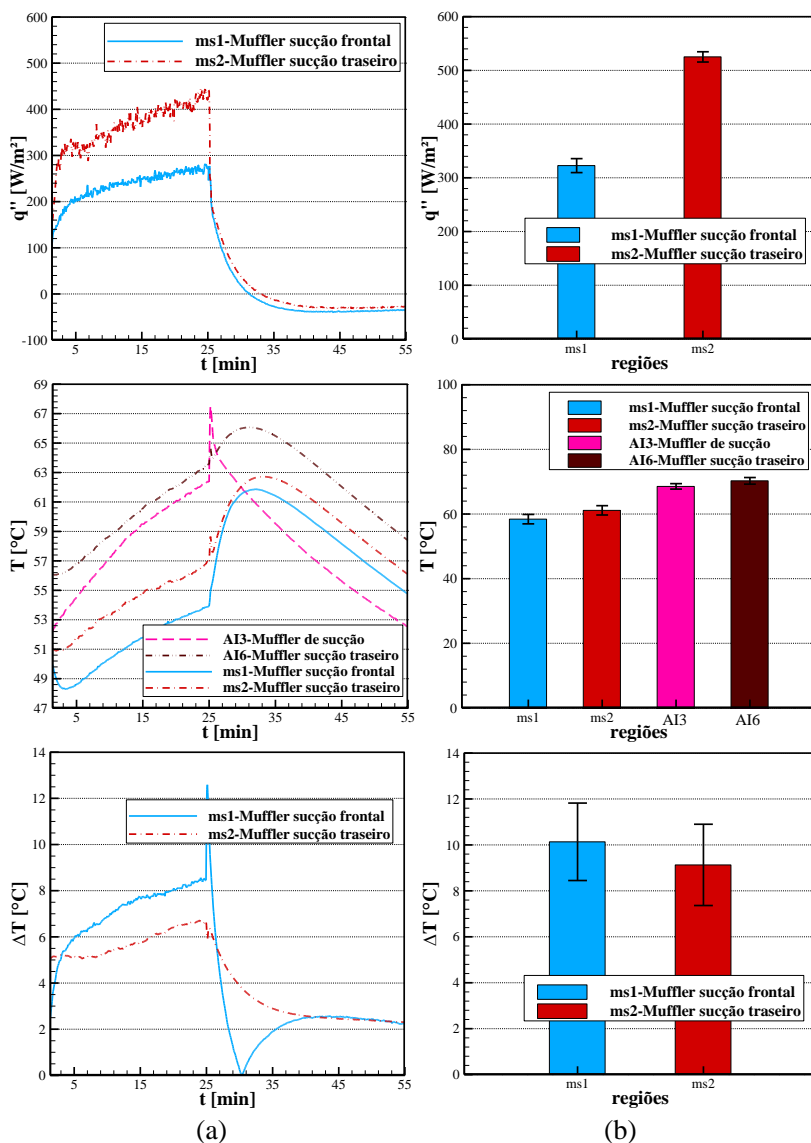


Figura 5.33- Fluxo de calor e temperatura no *muffler* de sucção. (a) Condição (25min/30min). (b) Regime permanente.

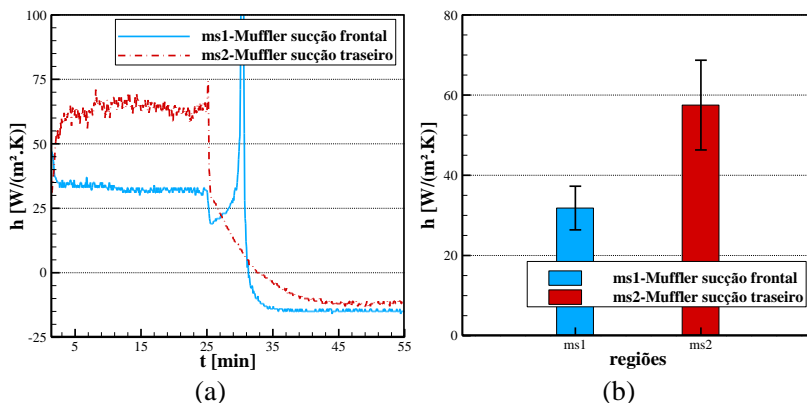


Figura 5.34- Coeficiente de transferência de calor no *muffler* de sucção. (a) Condição (25min/30min). (b) Regime permanente.

Medições de temperatura do gás também foram realizadas no interior da câmara de sucção do compressor (Figura 5.35). É importante conhecer a temperatura do gás nessa posição, pois é a partir dessa câmara que o fluido refrigerante é direcionado para o interior do cilindro. Consequentemente, essa temperatura influi nas eficiências volumétrica e isentrópica do compressor.

A Figura 5.36 ilustra a temperatura do gás na câmara de sucção durante o período de funcionamento do compressor nas duas condições de teste cíclico e na medição em regime permanente.

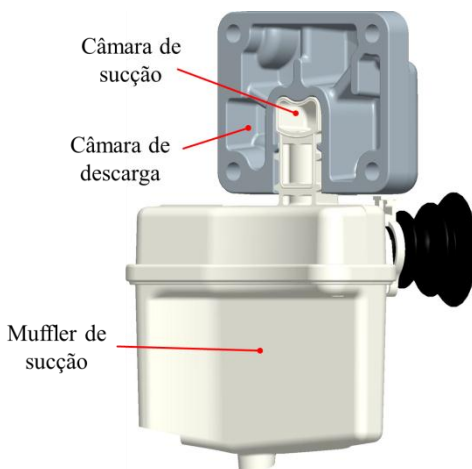


Figura 5.35- Detalhe da câmara de sucção.

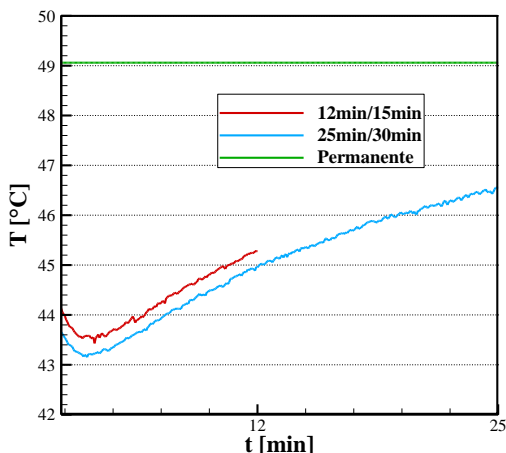


Figura 5.36- Temperatura do gás na câmara de sucção nas condições (12min/15min), (25min/30min) e em regime permanente.

Fica claro que o superaquecimento do gás está diretamente ligado ao tempo de funcionamento do compressor. Nota-se, por exemplo, que na condição (12min/15min), a temperatura atinge 45°C ao final do tempo de ON, 4°C menor do que a temperatura estabelecida em regime permanente.

### 5.3.5 Cilindro

A Figura 5.37 ilustra as regiões do cilindro onde foram instalados os sensores de fluxo de calor. Os resultados para a condição de teste cíclico (12min/15min) são apresentados na Figura 5.38, Figura 5.39, Figura 5.40 e Figura 5.41.

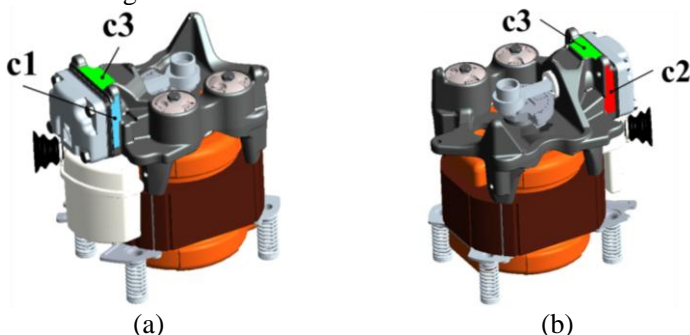


Figura 5.37- Regiões do cilindro instrumentadas com os SFCs. (a) Superfícies c1 e c3. (b) Superfícies c2 e c3.

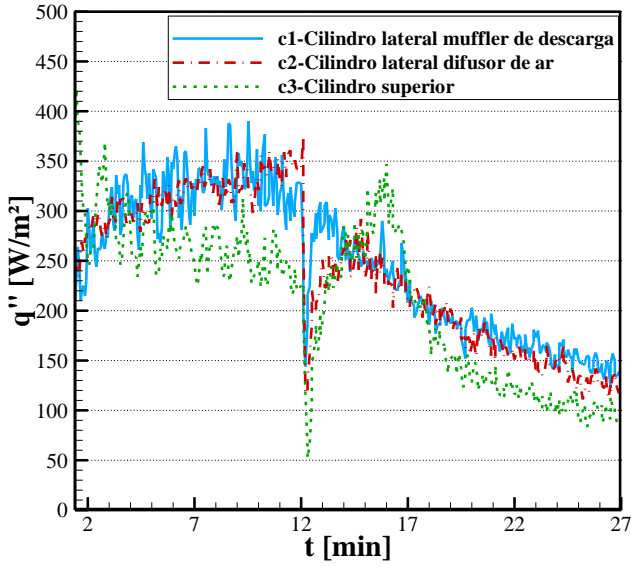


Figura 5.38- Fluxo de calor na região do cilindro na condição (12min/15min).

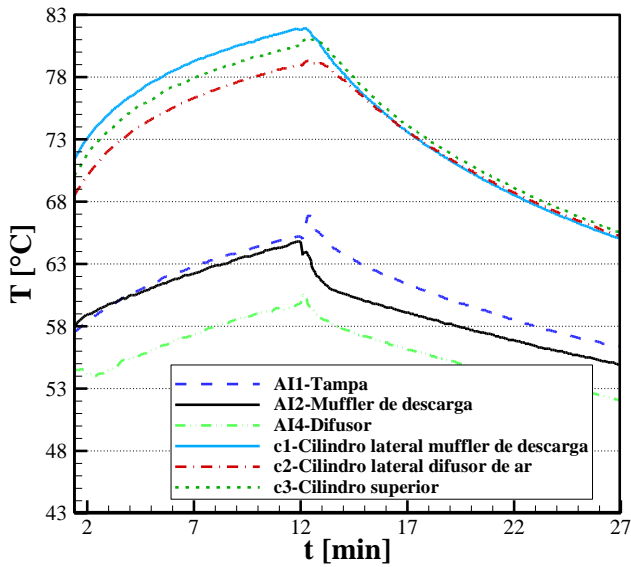


Figura 5.39- Temperaturas das superfícies do cilindro e do ambiente interno na condição (12min/15min).

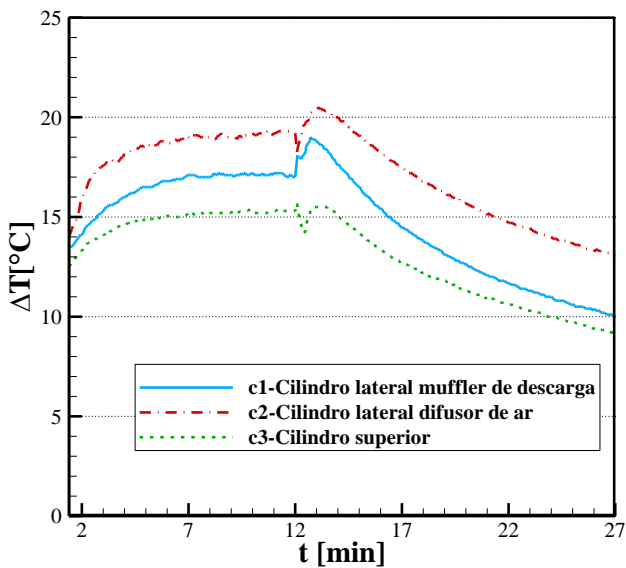


Figura 5.40- Diferença entre as temperaturas de superfície do cilindro e as temperaturas ambientes de referência na condição (12min/15min).

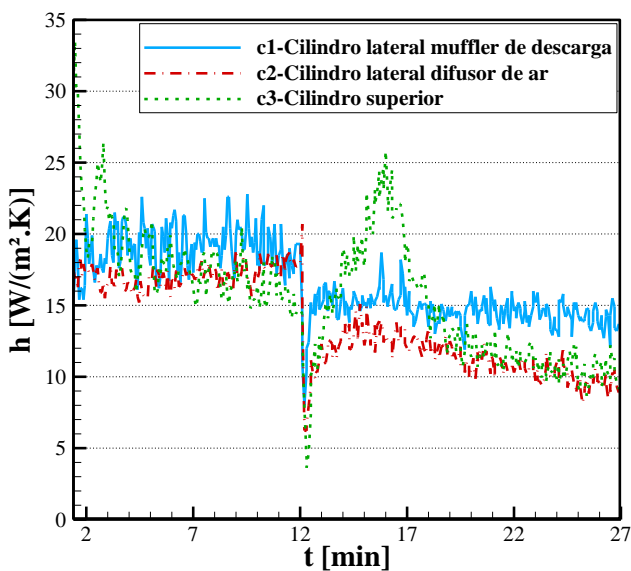


Figura 5.41- Coeficientes de transferência de calor na região do cilindro para a condição (12min/15min).

As temperaturas de referência do fluido utilizadas no cálculo dos coeficientes de transferência de calor nas regiões c1, c2 e c3 do cilindro foram medidas com os termopares instalados nas regiões AI1, AI2 e AI4, respectivamente.

Começando a análise dos resultados de fluxo de calor (Figura 5.38), é possível observar as grandes flutuações presentes nas leituras feitas pelos sensores. Essas flutuações são maiores durante o funcionamento do compressor e provavelmente devido ao maior escoamento de óleo durante esse período. Pelo fato dessas regiões estarem localizadas nas porções superiores do *kit* mecânico, e consequentemente mais próximas da saída da bomba de óleo, as mesmas sentem mais fortemente o efeito do impacto do óleo quando comparado com as superfícies mais inferiores do *kit*.

Em termos de valores, nota-se que as regiões das laterais do cilindro, superfícies c1 e c2, apresentam fluxos de calor muito parecidos entre si, enquanto que a magnitude do fluxo na região c3 é a menor durante a maior parte do ciclo.

As medições mostram que as maiores temperaturas ocorrem na superfície c1 e as menores na superfície c2, efeito das suas localizações. A lateral do *kit* mecânico onde estão localizados os volumes de descarga apresenta as maiores temperaturas. A temperatura elevada atingida pelo fluido refrigerante após o processo de compressão provoca a condução de calor preferencial para esse lado do compressor.

Em relação aos coeficientes de transferência de calor (Figura 5.41), observa-se a presença de grandes flutuações decorrentes das leituras de fluxo de calor. Apesar dessas grandes flutuações, os valores dos coeficientes não mudam significativamente durante o funcionamento do compressor. Somente no momento em que o compressor desliga é que se percebe, principalmente nas regiões c1 e c2, uma diminuição nos valores dos coeficientes.

Os resultados de fluxo de calor, temperatura e coeficiente de transferência de calor para a condição (25min/30min) e para a condição em regime permanente são mostrados na Figura 5.42 e na Figura 5.43.



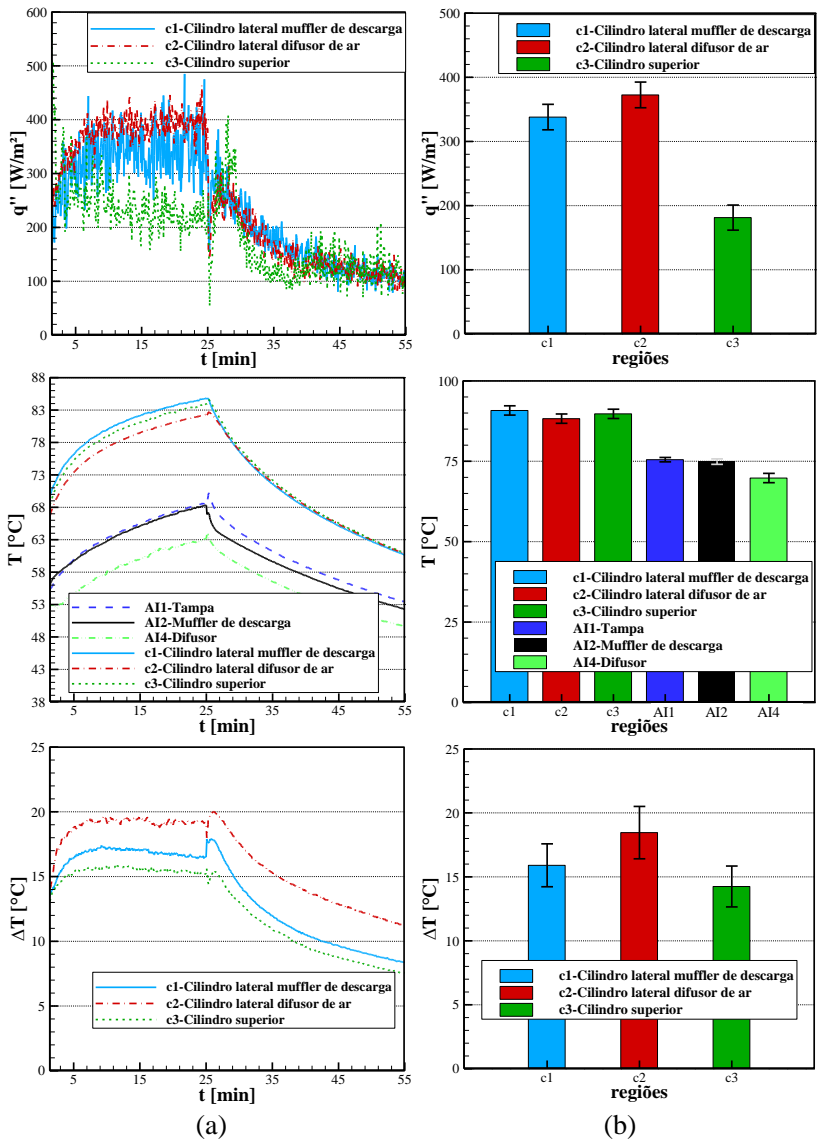


Figura 5.42- Fluxo de calor, temperatura e coeficiente de transferência de calor no cilindro. (a) Condição (25min/30min). (b) Regime permanente.

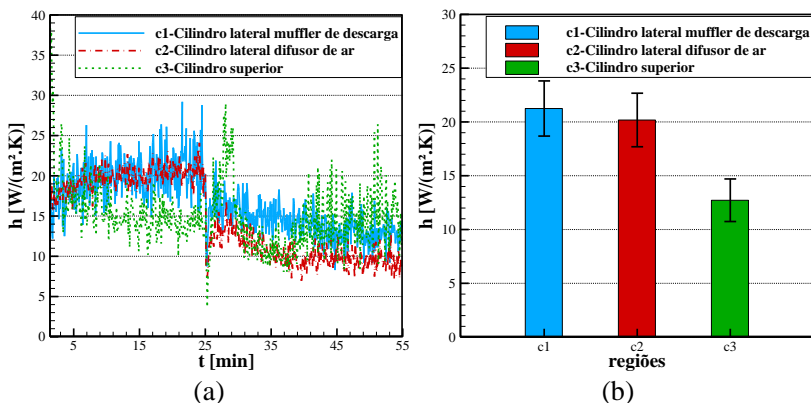


Figura 5.43- Coeficiente de transferência de calor no cilindro. (a) Condição (25min/30min). (b) Regime permanente.

Das medições de fluxo de calor na condição (25min/30min), observa-se um comportamento na região c3 diferente das outras duas regiões, originado pelo aumento do tempo de funcionamento do compressor. Nota-se que inicialmente, até próximo de 7 minutos do ciclo, os fluxos de calor nas três regiões são muito parecidos, porém na maior parte do tempo de funcionamento, a região c3 apresenta valores bem menores. Na condição de regime permanente, percebe-se que as regiões das laterais do cilindro atingem o dobro de fluxo de calor em relação à região superior do cilindro (c3). Esta diminuição no fluxo de calor reflete em um decréscimo no coeficiente de transferência de calor da região c3, algo que não era tão claramente notado na condição (12min/15min). Essa diferença, entre o coeficiente da região superior do cilindro e os das laterais, fica mais nítida no teste em regime permanente.

### 5.3.6 Sistema de descarga

As regiões do sistema de descarga instrumentadas com os sensores de fluxo de calor são ilustradas na Figura 5.44. Os resultados para a condição de teste cíclico (12min/15min) são apresentados posteriormente na Figura 5.45, Figura 5.46, Figura 5.47 e Figura 5.48.

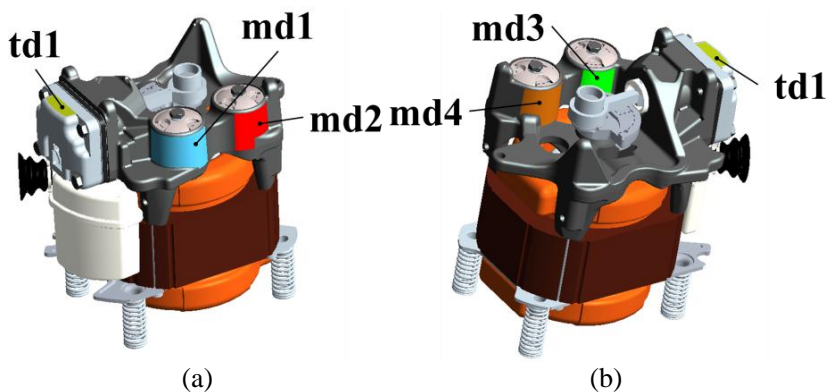


Figura 5.44- Regiões do sistema de descarga instrumentadas com os sensores. (a) Superfícies md1, md2 e td1. (b) Superfícies md3, md4 e td1.

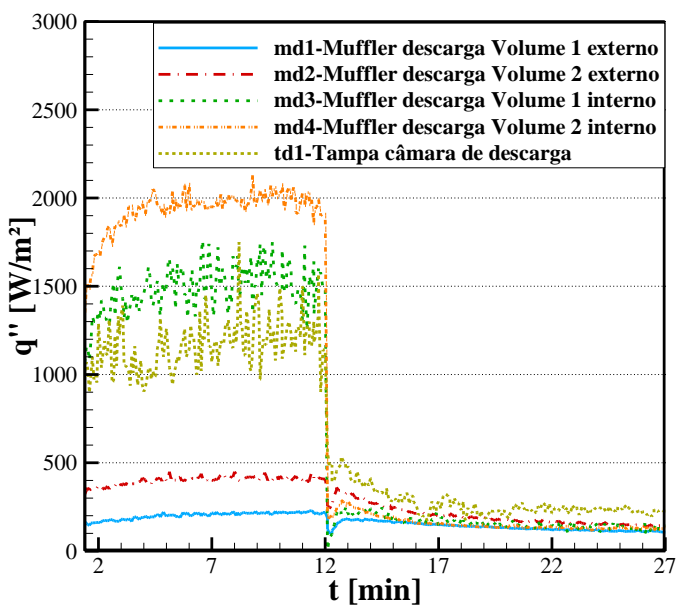


Figura 5.45- Fluxo de calor no sistema de descarga na condição (12min/15min).

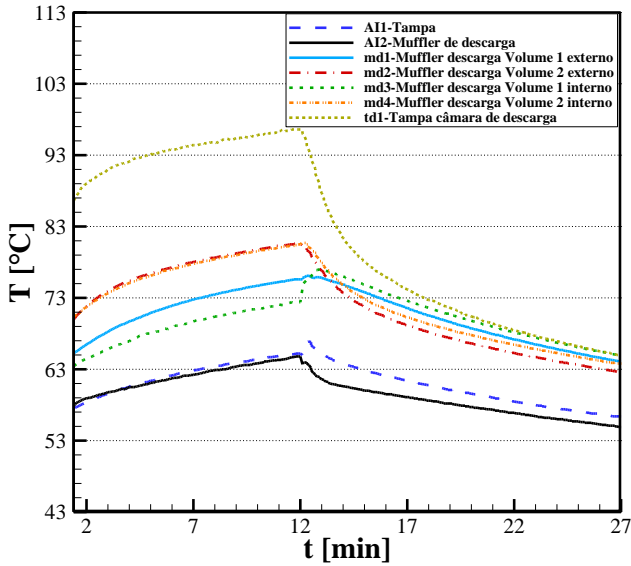


Figura 5.46- Temperaturas das superfícies do sistema de descarga e do ambiente interno na condição (12min/15min).

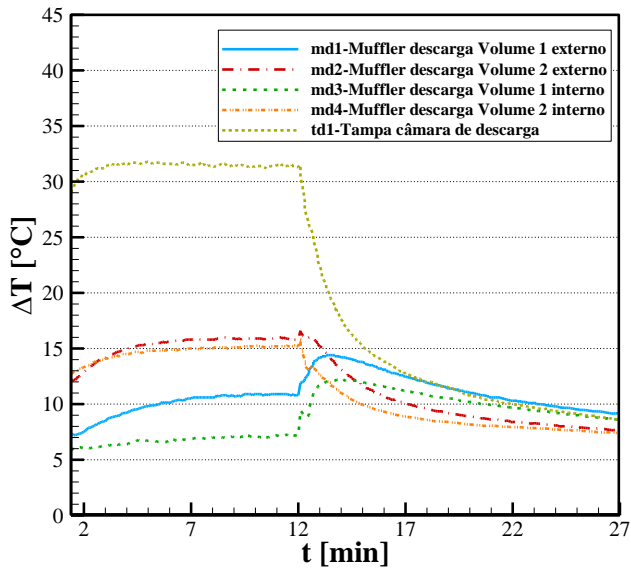


Figura 5.47- Diferença entre as temperaturas de superfície do sistema de descarga e as temperaturas ambientes de referência na condição (12min/15min).

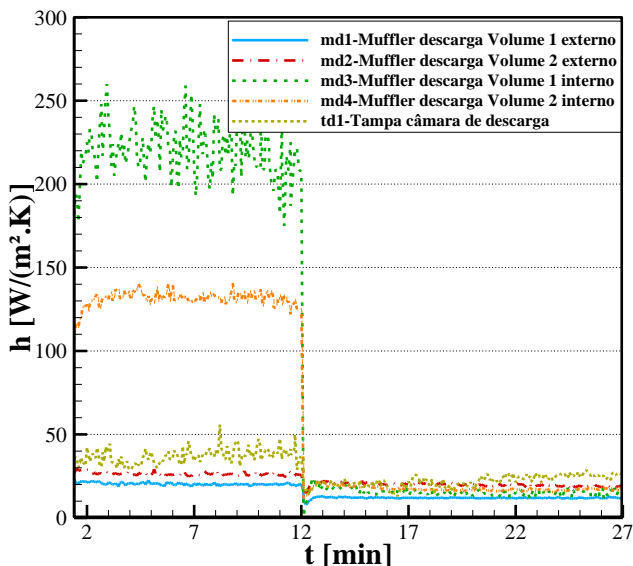


Figura 5.48- Coeficientes de transferência de calor no sistema de descarga para a condição (12min/15min).

Para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor das regiões md1 e md2, adotou-se a temperatura de referência obtida com o termopar instalado na região AI2. Por outro lado, para as regiões td1, md3 e md4, a temperatura da região AI1 foi definida como referência para o cálculo dos coeficientes.

A análise de resultados mostra que os fluxos de calor no sistema de descarga apresentam os maiores valores entre as regiões do *kit* mecânico que foram investigadas.

Observando inicialmente somente as regiões dos volumes de descarga, constata-se que as regiões com a denominação “externa”, ou seja, aquelas voltadas para a carcaça do compressor, apresentam fluxos de calor muito menores do que as regiões com denominação “interna” que estão voltadas para o mecanismo de acionamento.

O processo responsável pela diferença entre os fluxos de calor nas regiões supracitadas é o escoamento de óleo da bomba, como descrito na seção referente às medições de fluxo de calor na superfície interna da carcaça do compressor. Naquela seção, constatou-se que os menores valores de fluxo de calor na região tampa *muffler* de descarga (i1), quando comparado às outras regiões da tampa, se devia à barreira imposta pelos volumes de descarga e pelo tubo *bundy* que impediam a

colisão direta do jato de óleo lubrificante liberado pela bomba. Ou seja, as regiões “internas” dos volumes de descarga atuam como obstáculos e são atingidas de forma intensa pelo jato de óleo devido à proximidade da saída da bomba. Isto resulta em coeficientes de transferência de calor bastante elevados nas regiões md3 e md4 e, conseqüentemente, em fluxos de calor elevados nessas regiões. Outro fator que também contribui na intensificação do fluxo de calor é a movimentação do gás no ambiente interno provocado pela rotação em alta velocidade do eixo de acionamento, o qual se localiza muito próximo às superfícies md3 e md4.

Ainda analisando as regiões md3 e md4, nota-se que a região md3 apresenta coeficientes de transferência de calor mais elevados e com uma amplitude de variação bem maior do que na região md4. Isso pode ser explicado pela própria localização das superfícies investigadas. A região md3 está localizada entre a região md4 e a região traseira do cilindro, assim o movimento alternado do pistão pode induzir um insuflamento de gás na parte traseira do cilindro provocando um escoamento mais turbulento próximo da região md3. Como a superfície md4 se encontra um pouco mais afastada, o efeito dessa movimentação é um pouco menos intenso, resultando em um coeficiente menor.

Apesar da região md3 apresentar o maior coeficiente de transferência de calor, seu fluxo de calor não é o maior entre os investigados no sistema de descarga. Isto é resultado da temperatura de sua superfície que é menor em relação à temperatura superficial da região md4. Assim, mesmo com um coeficiente menor, a região md4 apresenta um fluxo de calor mais elevado devido ao seu maior potencial de temperatura. Para uma análise mais detalhada do fluxo de calor nas regiões é necessário se entender a distribuição de temperaturas no sistema de descarga, a qual está atrelada ao caminho percorrido pelo gás após o processo de compressão, conforme ilustra a Figura 5.49.

Após ser comprimido no cilindro, o gás é direcionado para a câmara de descarga e então levado ao “Volume 2 Helmholtz” através de uma tubulação denominada “tubo comunicante”. Embora o gás escoe diretamente da câmara de descarga para o interior do “Volume 2 Helmholtz”, existe uma folga em torno do tubo comunicante, que conecta o “Volume 2 Helmholtz” com o “Volume 1 Helmholtz”, formando dessa união o *muffler* de descarga. Portanto, pulsações de pressão são atenuadas pela interação dinâmica entre o Volume 2 e o Volume 1. O gás no Volume 2 é finalmente transferido através do tubo *bundy* para fora do compressor.

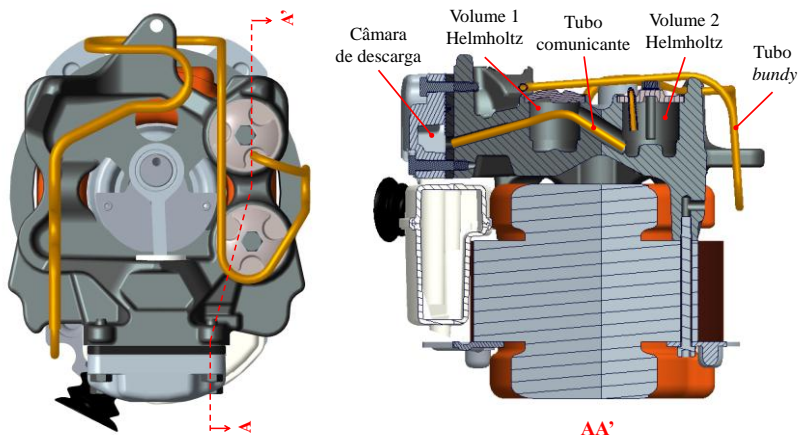


Figura 5.49- Corte no sistema de descarga mostrando o tubo comunicante.

Conhecendo o caminho que o gás percorre após a compressão justifica-se a diferença de temperaturas nas regiões que compõe o sistema de descarga. Como esperado as maiores temperaturas foram obtidas na tampa da descarga, devido ao contato com o gás recém-comprimido. Na sequência, aparecem as temperaturas nas superfícies do Volume 2, enquanto que as menores temperaturas superficiais do sistema de descarga foram medidas no Volume 1.

A temperatura elevada na câmara de descarga influencia diretamente no fluxo de calor dessa região. Por exemplo, nota-se que o fluxo de calor na superfície td1 da tampa da câmara de descarga é superior ao dobro dos valores medidos nas superfícies “externas” dos volumes de descarga. Apesar de não existir tanta diferença nos coeficientes de transferência de calor entre essas três regiões, o fato da superfície td1 apresentar temperaturas superiores a 20°C em relação à superfície md1, e a 15°C em relação à superfície md2 justifica o fluxo de calor elevado medido na tampa da câmara de descarga.

Por fim são ilustrados na Figura 5.50 e na Figura 5.51 os resultados de fluxo de calor, temperatura e coeficiente de transferência de calor para a condição (25min/30min) e para a condição em regime permanente.

Observando os resultados de fluxo de calor, percebe-se que, apesar das grandes flutuações presentes nos sinais em algumas regiões, os valores na média permanecem praticamente constantes durante o período de funcionamento do compressor. Já durante o tempo em que o compressor se mantém desligado, as flutuações se tornam pequenas e os

fluxos de calor nas regiões do sistema de descarga são muito próximos entre si. Como as temperaturas dessas regiões também são muito próximas nesse período, o resultado é a presença de coeficientes locais de transferência de calor quase iguais.

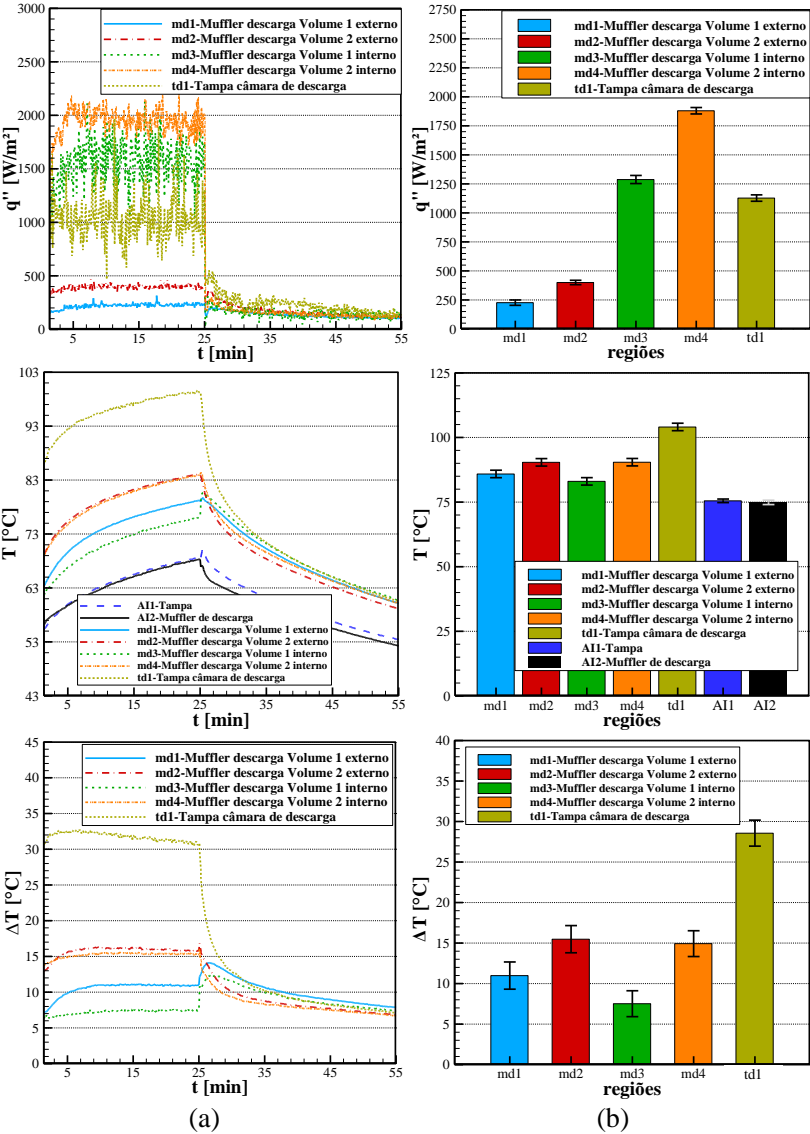


Figura 5.50- Fluxo de calor e temperatura no sistema de descarga. (a) Condição (25 min/ 30 min). (b) Regime permanente.



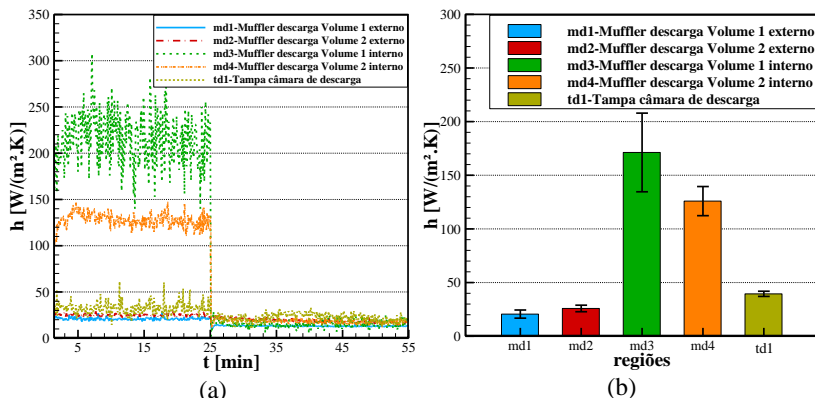


Figura 5.51- Coeficiente de transferência de calor no sistema de descarga. (a) Condição (25min/30min). (b) Regime permanente.

### 5.3.7 Comparações entre diferentes regiões do kit

Esta seção tem como finalidade comparar alguns dos resultados provenientes de diferentes regiões do *kit* do compressor. A Figura 5.52 e a Figura 5.53 mostram, respectivamente, os resultados de fluxo de calor e temperatura dessas regiões na condição (12min/15min). Os gráficos apresentam uma superfície de cada componente instrumentado além de uma temperatura do ambiente interno.

Em relação aos fluxos notam-se comportamentos bem distintos de certas regiões. Por exemplo, a região es1, caracterizando o estator, é a única onde o fluxo de calor cresce durante o período em que o compressor está desligado. Já mudanças no sentido do fluxo de calor só foram observadas na região do *muffler* de sucção (ms1).

No que diz respeito às temperaturas, é possível notar a presença de diferentes escalas de tempo associadas ao processo de transferência de calor em cada componente. Observa-se que a temperatura do gás do ambiente interno aumenta mais rapidamente do que aquela da superfície do estator, principalmente nos instantes iniciais do ciclo. Por outro lado, o gás esquenta de forma mais lenta do que as superfícies do cilindro e do sistema de descarga.

A comparação das amplitudes de temperatura nas superfícies mostra que a temperatura da superfície td1 (tampa da câmara de descarga), por exemplo, apresenta uma variação maior que 30 °C durante um ciclo, a maior entre as regiões instrumentadas. A menor variação acontece na região do estator, es1, não sendo maior que 5°C.

Deve ser destacado que praticamente todas as superfícies instrumentadas apresentaram aumento de temperatura durante o funcionamento do compressor e decréscimo no período em que o mesmo se encontra desligado. A exceção é a região do *muffler* de sucção onde a temperatura é menor durante o tempo em que o compressor permanece ligado, como já explicado na seção 5.3.4.

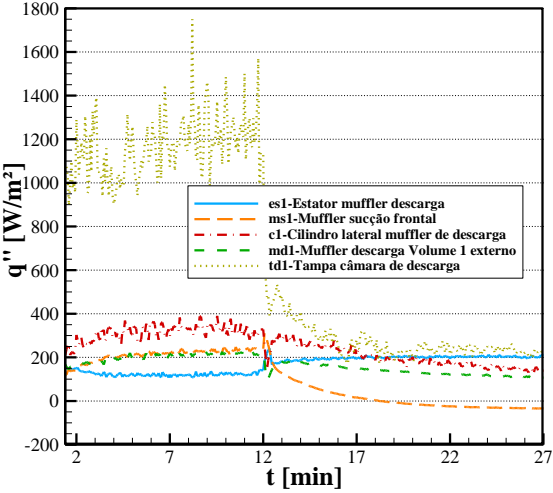


Figura 5.52- Comparações de fluxo de calor entre diversas regiões na condição (12min/15min).

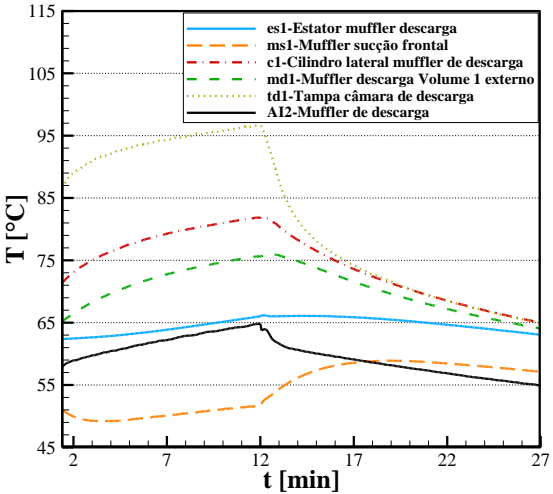


Figura 5.53- Comparações de temperatura entre diversas regiões na condição (12min/15min).

### 5.3.8 Comparação entre as condições de teste cíclico e de regime permanente

A Tabela 5.6 apresenta valores de fluxo médio de calor durante o período de funcionamento do compressor para as duas condições de teste cíclico e para a condição de regime permanente. Tais dados possibilitam uma comparação mais direta do fluxo de calor em cada região, no que se refere às condições de teste.

Tabela 5.6- Fluxos médios de calor para as condições de teste cíclico e de regime permanente.

Fluxo Médio de Calor [W/m <sup>2</sup> ]			
	12min/15min	25min/30min	Permanente
<b>es1</b>	124	123	192
<b>ms1</b>	211	235	323
<b>c1</b>	314	331	338
<b>md1</b>	201	220	227
<b>td1</b>	1162	1031	1128

Nas condições de teste cíclico, determinadas regiões apresentam fluxos médios de calor muito próximos dos obtidos em regime permanente, como as regiões c1 (cilindro), md1 (muffler de descarga) e td1 (tampa da câmara de descarga). Por estarem localizadas na parte superior do *kit* mecânico, e consequentemente mais próximas da saída da bomba de óleo, essas regiões estão mais sujeitas ao impacto do óleo. Este é o provável aspecto responsável pela estabilização rápida do fluxo de calor nessas regiões.

Já nas regiões es1 (estator) e ms1 (região frontal do *muffler* de sucção), os fluxos médios de calor nas condições cíclicas se mostram mais distantes dos valores de regime permanente. Por exemplo, a superfície ms1 nas condições (12min/15min) e (25min/30min) apresenta valores 35% e 27% menores que a condição de regime permanente, respectivamente. Tal informação é de grande importância no que diz respeito ao superaquecimento do gás na sucção do compressor.

## 5.4 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente capítulo apresentou resultados referentes à transferência de calor em um compressor alternativo de refrigeração doméstica. Medições de temperatura e fluxo de calor, utilizando

termopares e sensores de fluxo de calor, foram realizadas em pontos de interesse na carcaça e no *kit* mecânico do compressor, em duas condições de operação cíclica e também em regime permanente. De posse das medições, coeficientes locais de transferência de calor foram calculados, com o intuito de melhor compreender os mecanismos de troca de calor em cada um dos componentes.

Destaca-se o cuidado dado a etapa de instrumentação do compressor, procurando realizar as medições de fluxo de calor e temperatura de forma separada para cada região do compressor a fim de reduzir o volume de fiação dos sensores. Além de facilitar o procedimento experimental, este aspecto é de grande importância para a caracterização do fenômeno, pois um número excessivo de fios no ambiente interno do compressor pode alterar o escoamento de óleo ali presente e, conseqüentemente, a transferência de calor nos componentes.

Constatou-se a grande influência do escoamento de óleo e da movimentação de gás, provocados pela rotação do eixo de acionamento, sobre a transferência de calor em várias regiões do compressor. Por exemplo, observaram-se diferenças em torno de cinco vezes entre os fluxos de calor nas superfícies dos volumes Helmholtz do sistema de descarga. Função da maior incidência do óleo sobre as superfícies dos volumes voltadas para o mecanismo de acionamento.

Foi possível também notar a ocorrência de diferentes escalas de tempo no processo de elevação de temperatura dos componentes. Observou-se que a temperatura do gás do ambiente interno aumenta mais rapidamente do que a da superfície do estator, principalmente nos instantes iniciais do ciclo. Por outro lado o gás esquenta de forma mais lenta do que as superfícies do cilindro e do sistema de descarga.

Em relação à temperatura do óleo lubrificante acumulado no cárter e à temperatura do estator, importantes parâmetros no projeto de um compressor, notaram-se consideráveis variações quando feita a comparação entre as condições de teste cíclico e a de regime permanente. O óleo apresenta uma temperatura média durante o período de funcionamento do compressor de  $53,8^{\circ}\text{C}$  e  $55,5^{\circ}\text{C}$ , nas condições (12min/15min) e (25min/30min), respectivamente. Já a sua temperatura em regime permanente é de  $66,0^{\circ}\text{C}$ . No estator, as temperaturas médias são de  $64,7^{\circ}\text{C}$  e  $66,4^{\circ}\text{C}$  nas condições cíclicas, e de  $80,8^{\circ}\text{C}$  em regime permanente. As máximas temperaturas atingidas no estator, nas duas condições cíclicas, foram de  $66,9^{\circ}\text{C}$  e  $71,4^{\circ}\text{C}$ .

Por fim, a comparação entre os fluxos médios de calor na superfície frontal do *muffler* de sucção mostrou que, nas condições de teste cíclico, o fluxo médio de calor na região é de 65%, na condição

(12min/15min), e 73%, na condição (25min/30min), do obtido na condição de equilíbrio térmico.



## 6 CONCLUSÕES

### 6.1 CONSIDERAÇÕES PRELIMINARES

Como exposto no capítulo introdutório deste documento, existe atualmente uma grande demanda por sistemas de refrigeração doméstica de alta eficiência, no qual o compressor possui uma importância fundamental.

Uma das alternativas para o aumento do desempenho de compressores é a diminuição das perdas termodinâmicas como, por exemplo, através da redução do superaquecimento do gás no sistema de sucção.

Para tanto, deve-se conhecer adequadamente o processo de transferência de calor nos componentes do compressor, principalmente durante o transiente térmico que ocorre durante a sua operação. A importância do presente estudo se justifica pelo fato de que o compressor não trabalha em condições de equilíbrio térmico em aplicações de refrigeração doméstica.

O estudo se concentrou na investigação experimental da transferência de calor em componentes de um compressor alternativo durante transientes térmicos. Medições de fluxo de calor e de temperatura foram realizadas na superfície de diversos componentes do compressor, além das medições de temperatura no fluido refrigerante e no óleo no ambiente interno do compressor. De posse desses resultados, coeficientes locais de transferência de calor foram também obtidos.

O compressor foi testado em duas condições de regime cíclico e também em regime permanente. Para tanto foi utilizada uma bancada de ciclo quente, composta de equipamentos para o controle da condição de operação, representada pelas temperaturas de evaporação e de condensação iguais a  $-21^{\circ}\text{C}$  e  $40^{\circ}\text{C}$ , respectivamente.

### 6.2 CONCLUSÕES

A partir das medições realizadas na carcaça, estator, *muffler* de sucção, cilindro e sistema de descarga, algumas conclusões importantes puderam ser alcançadas. Inicialmente, observaram-se alguns fenômenos independentes do regime de operação do compressor, ou seja, estão presentes nas condições de regime cíclico e de regime permanente:

- O escoamento de óleo e a movimentação do gás no interior da carcaça, provocados pela rotação em alta velocidade do eixo de acionamento, são os principais responsáveis pela transferência de calor em diversas regiões do compressor. Cita-se como exemplo as superfícies dos volumes de descarga que estão voltadas para o mecanismo de acionamento.
- Regiões próximas aos volumes de descarga apresentam as maiores temperaturas, tais como a lateral do estator localizada abaixo do *muffler* de descarga. Além disto, as temperaturas mais elevadas do ambiente interno foram verificadas na região da tampa e do *muffler* de descarga.
- A menor temperatura do ambiente interno foi observada no óleo acumulado no cárter do compressor.

Por outro lado, a análise durante os transientes térmicos, foco desta dissertação, permitiu as seguintes conclusões em relação à condição de regime permanente:

- Existem diferentes escalas de tempo na elevação de temperatura dos componentes do compressor. Por exemplo, observou-se que a temperatura do gás do ambiente interno aumenta mais rapidamente do que a temperatura da superfície do estator, principalmente nos instantes iniciais do ciclo. Por outro lado, o gás esquenta de forma mais lenta do que as superfícies do cilindro e do sistema de descarga.
- A temperatura média do óleo lubrificante, durante o período de funcionamento do compressor, nas condições cíclicas chega a ser 12°C menor do que a obtida em regime permanente.
- A temperatura média do estator chega a ser na condição cíclica, 16°C menor que a de regime permanente. Já a máxima, na condição cíclica, foi de 71,4°C, sendo 9°C abaixo da temperatura de regime permanente.
- O fluxo de calor em algumas regiões como, por exemplo, nas superfícies do *muffler* de sucção, é aumentado de forma significativa à medida que o compressor permanece ligado. Por



outro lado, em algumas superfícies, tais como as superfícies externas dos volumes de descarga, o fluxo de calor se mostra praticamente independente do tempo de funcionamento do compressor.

- A região frontal do *muffler* de sucção apresenta valores de fluxo de calor médio, nas condições cíclicas, da ordem de 70% do obtido em regime permanente.

### 6.3 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A partir das medições e observações do presente estudo, sugerem-se as seguintes atividades para trabalhos futuros:

- Investigar experimentalmente a transferência de calor em outros modelos de compressores, com o objetivo de entender eventuais diferenças no que diz respeito aos transientes térmicos.
- Desenvolver modelos de simulação térmica do compressor, utilizando os coeficientes de transferência de calor obtidos no presente trabalho como condições de contorno nos períodos em que o compressor está ligado e desligado.
- Realizar medições de fluxo de calor e temperatura em condições de transientes mais próximas de um sistema de refrigeração, ao invés de utilizar uma variação abrupta de pressão como no presente estudo.
- Como o óleo lubrificante é um dos grandes responsáveis pela transferência de calor em diversas regiões do compressor, sugere-se investigar a troca de calor na presença de diferentes proporções de óleo sobre as superfícies da carcaça e do *kit* mecânico.



## REFERÊNCIAS

ADAIR R.P.; QVALE E. B.; PEARSON J. T., 1972. **Instantaneous Heat Transfer to the Cylinder Wall in Reciprocating Compressors.** Proceedings of the 1972 International Compressor Engineering Conference, pp. 521-526.

ALBERTAZZI, A.; SOUSA, A., 2008. **Fundamentos de Metrologia Científica e Industrial.** Editora Manole Ltda.

ALMBAUER, R. A.; BURGSTALLER, A.; ABIDIN, Z.; NAGY, D., 2006. **3-Dimensional Simulation for Obtaining the Heat Transfer Correlations of a Thermal Network Calculation for a Hermetic Reciprocating Compressor.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, paper C079.

CAVALLINI, A.; DORETTI, L.; LONGO, G. A.; ROSSETO, L.; BELLA, B.; ZANNERIO, A., 1996. **Thermal Analysis of a Hermetic Reciprocating Compressor.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 535-540.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M.A., 2005. **Thermodynamics, An Engineering Approach.** McGraw – Hill, 5th Edition.

DISCONZI, F. P., 2011. **Análise Numérica da Transferência de Calor no Interior de Cilindros de Compressores Alternativos de Refrigeração Doméstica.** Dissertação de Mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina.

DUTRA, T., 2008. **Investigação Experimental da Transferência de Calor em Componentes de Compressores Alternativos de Refrigeração Doméstica.** Dissertação de Mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina.

DUTRA, T.; DESCHAMPS, C. J., 2010. **Experimental Investigation of Heat Transfer in Components of a Hermetic Reciprocating Compressor.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, paper 1346.

GÜTHS, S., PHILIPPI, P.C., GAVIOT, E. E THERY, P., 1995. **Um Transdutor de Fluxo de Calor a Gradiente Tangencial**. Anais do XIII Congresso Brasileiro em Engenharia Mecânica, CD-ROM.

GÜTHS, S.; NICOLAU, V. P., 1997. **Um Experimento Didático em Convecção Natural**. Anais do XIV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, artigo 1211.

GÜTHS, S.; NICOLAU, V. P., 1998. **Instrumentação em Ciências Térmicas**. Apostila – Laboratório de Meios Porosos e Propriedades Termofísicas de Materiais (LMPT), Universidade Federal de Santa Catarina.

HAAS, D., 2012. **Um Modelo de Circuito Térmico Equivalente para a Previsão da Distribuição de Temperatura em Compressores Alternativos de Refrigeração**. Dissertação de Mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina.

HSIEH, W. H.; WU, T. T., 1996. **Experimental Investigation of Heat Transfer in a High-Pressure Reciprocating Gas Compressor**. Experimental Thermal and Fluid Science, v. 13, pp.44-54.

HUKSEFLUX, 1999. **Application and Specification of Heat Flux Sensors**. Hukseflux Thermal Sensors, Version 9904. Disponível em: <<http://www.hukseflux.com/downloads/thermalScience/applicAndSpec.pdf>> Acesso em 20 de março de 2012.

INCROPERA, F.; DEWITT, D. P., 2003. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. Quinta Edição, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A.

KARA, S.; OGUZ E., 2010. **Thermal Analysis of a Small Hermetic Reciprocating Compressor**. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, paper 1307.

MEYER, W. A.; THOMPSON, H. D., 1990a. **An Analytical Model of Heat Transfer to the Suction Gas in a Low-Side Hermetic Refrigeration Compressor**. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 898-907.

MEYER, W. A.; THOMPSON, H. D., 1990b. **An Experimental Investigation into Heat Transfer to the Suction Gas in a Low-Side Hermetic Refrigeration Compressor.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 908-916.

MORRIESEN, A., 2009. **Investigação Experimental do Transiente Térmico no Processo de Sucção de Compressores de Refrigeração Doméstica.** Dissertação de Mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina.

MORRIESEN, A.; DESCHAMPS, C. J., 2010. **An Assessment of Experimental Techniques for Measuring Fast Temperature Transients in Compressors.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, paper 1347.

NATIONAL INSTRUMENTS, 2009. **Labview 9.0.1.**

OOI, K. T., 2003. **Heat Transfer Study of a Hermetic Refrigeration Compressor.** Applied Thermal Engineering 23, pp. 1931-1945.

PRASAD, B. G. S., 1992. **Regenerative Heat Transfer in Reciprocating Compressors.** Paper based on original version presented at the 1992 PCRC.

RAJA, B.; SEKHAR, S. J.; LAL D. M.; KALANIDHI, A., 2003. **A Numerical Model for Thermal Mapping in a Hermetically Sealed Reciprocating Refrigerant Compressor.** International Journal of Refrigeration 26, pp. 229-236.

RENCZ, M.; KOLLÁR, E.; SZÉKELY, V., 2004. **Heat-flux Sensor to Support Transient Thermal Characterisation of IC Packages.** Sensors and Actuators A, Volume 116, Issue 2, pp. 284-292.

RIBAS JR, 2007. **Thermal Analysis of Reciprocating Compressors.** International Conference on Compressors and Their Systems, London, pp. 277-287.

RIBAS JR, F. A.; DESCHAMPS, C. J.; FAGOTTI, F.; MORRIESEN, A.; DUTRA, T., 2008. **Thermal Analysis of Reciprocating Compressors – A Critical Review.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, paper 1306.

SABAU, A. S.; WU, Z., 2007. **Evaluation of a Heat Flux Sensor Spray Cooling for the Die Casting Processes.** Journal of Materials Processing Technology 182 (1-3), pp. 312-318.

SCHREINER, J. E., 2008. **Desenvolvimento de Metodologias de Simulação para a Análise de Soluções de Gerenciamento Térmico Aplicadas a Compressores Alternativos de Refrigeração.** Dissertação de Mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina.

SIM, Y. H.; YOUN, Y.; MIN M. K., 2000. **A Study on Heat Transfer and Performance Analysis of Hermetic Reciprocating Compressors for Refrigerators.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 229-236.

TODESCAT, M. L.; FAGOTTI, F.; PRATA, A. T.; FERREIRA, R. T. S., 1992. **Thermal Energy Analysis in Reciprocating Hermetic Compressors.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 1419-1428.

## APÊNDICE A - ANÁLISE DAS INCERTEZAS DE MEDIÇÃO

Este apêndice descreve o procedimento utilizado para estimar as incertezas associadas às medições de temperatura e de fluxo de calor no compressor, bem como dos parâmetros de operação do compressor, obtidos de medições da bancada de ciclo quente.

A incerteza de medição de qualquer parâmetro pode ser dividida em duas classes. A primeira se refere à incerteza devido à precisão do instrumento de medição, dado fornecido pelo fabricante. A segunda está associada a erros aleatórios do procedimento experimental, extraída das cinco repetições do teste. A combinação dessas duas parcelas fornece a incerteza padrão combinada  $u$ , conforme mostra a equação (A.1):

$$u = \sqrt{u_{SM}^2 + u_{DP}^2} \quad (A.1)$$

onde  $u_{SM}$  representa a precisão do equipamento de medição, e  $u_{DP}$  se refere a incerteza devido ao desvio padrão das medições.

O cálculo de  $u_{DP}$  pode ser realizado através da equação (A.2):

$$u_{DP} = \frac{DP}{\sqrt{n}} \quad (A.2)$$

sendo  $DP$  o desvio padrão da amostra e  $n$  o número de repetições do teste. O desvio padrão é calculado da seguinte forma:

$$DP = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (I_i - \bar{I})^2}{n - 1}} \quad (A.3)$$

onde  $I_i$  é o valor da  $i$ -ésima indicação e  $\bar{I}$  é a média das “ $n$ ” indicações.

Finalmente, calcula-se a incerteza expandida para um grau de confiança de 95%:

$$U_{95\%} = u \cdot t \quad (A.4)$$

onde  $U_{95\%}$  é a incerteza expandida,  $u$  é a incerteza padrão combinada e  $t$  é o coeficiente de Student.

O coeficiente de Student é obtido a partir de uma tabela fornecendo o grau de confiança, no caso 95%, e o número de graus de liberdade ( $\vartheta$ ).

Porém, quando se pretende expandir uma incerteza calculada a partir da combinação de outras fontes de incerteza, é necessário calcular o número de graus de liberdade efetivos através da equação de Welch-Satterthwaite (Albertazzi e Souza, 2008):

$$\vartheta_{ef} = \frac{u^4}{\frac{u_{SM}^4}{\vartheta_{SM}} + \frac{u_{DP}^4}{\vartheta_{DP}}} \quad (A.5)$$

onde  $\vartheta_{ef}$  representa o número de graus de liberdade efetivos, e  $\vartheta_{SM}$  e  $\vartheta_{DP}$  são os números de graus de liberdade referentes à precisão do equipamento e ao desvio padrão dos testes, respectivamente. Usualmente os fabricantes fornecem a incerteza expandida dos seus equipamentos para um grau de confiança de 95% e infinitos graus de liberdade. Já o número de graus de liberdade da incerteza devido ao desvio padrão das medições pode ser obtido com a equação (A.6):

$$\vartheta_{DP} = n - 1 \quad (A.6)$$

Algumas grandezas descritas no presente trabalho são grandezas medidas indiretamente, ou seja, calculadas a partir de parâmetros medidos. Utiliza-se como exemplo o coeficiente local de transferência de calor,  $h$ , que é função do fluxo de calor local e das temperaturas da superfície e do fluido junto ao sensor:

$$h = f(q'', T_s, T_\infty) \quad (A.7)$$

Como o coeficiente local de transferência de calor é uma grandeza medida indiretamente, sua incerteza combinada pode ser estimada por:

$$u(h) = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial q''} u(q'')\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial T_s} u(T_s)\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial T_\infty} u(T_\infty)\right)^2} \quad (A.8)$$



Uma vez calculada a incerteza combinada padrão, segue-se o mesmo procedimento adotado anteriormente para estimar a incerteza expandida. Porém, como há grandezas com diferentes unidades, a incerteza padrão relativa, que é adimensional, deve ser usada na equação de Welch-Satterthwaite em lugar da incerteza padrão expressa em termos absolutos:

$$\vartheta_{ef} = \frac{\left(\frac{u(h)}{h}\right)^4}{\frac{\left(\frac{u(q'')}{q''}\right)^4}{\vartheta_{q''}} + \frac{\left(\frac{u(T_S)}{T_S}\right)^4}{\vartheta_{T_S}} + \frac{\left(\frac{u(T_\infty)}{T_\infty}\right)^4}{\vartheta_{T_\infty}}} \quad (\text{A.9})$$